

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh dopravníku dřevní štěpky

Design of Conveyor for Wood Cutter

Bakalářská práce

Student:

František Lysák

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Kolesár

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **František Lysák**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Návrh dopravníku dřevní štěpky**
Design of Conveyor for Wood Cutter

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh dopravníku sloužícího pro zařízení na zpracování dřevního odpadu – dřevní štěpky. Proveďte rešerši uvedené problematiky, vytvořte výkresovou dokumentaci a definujte provozní podmínky a doporučenou údržbu. Proveďte příslušné základní pevnostní výpočty.

Parametry a požadavky na zařízení:

Odnímatelný dopravník
Délka dopravníku: 2 000 mm
Kapacita dopravníku: 4 m³/hodina
Vertikální polohovatelnost: 30 - 60°, 90°transportní

Seznam doporučené odborné literatury:

LIENVEBER, J., VÁVRA, P.: *STROJNICKÉ TABULKY* Třetí doplněné vydání, ALBRA – pedagogické nakladatelství, Úvaly, Havlíčkova 197, 2006.
KUBA, F.: *Pružnost a pevnost*, Vysoká škola báňská Ostrava, Ediční středisko VŠB, Ostrava 1990.
HUBKA, V.: *Konstrukční nauka*, Heurista, Zürich, 1995. 118 s. ISBN 80-90-1135-0-8.
GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, skripta VUT Brno, 1988
DRAŽAN, F. a kol.: *Teorie a stavba dopravníku*, skripta ČVUT Praha, 1983
MYNÁŘ, B.: *Dopravní a manipulační zařízení*, elektronická skripta VUT v Brně, 2002

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Kolesár**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

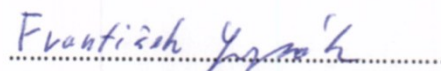


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou Diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2013

A handwritten signature in blue ink, reading "František Yásek", written over a horizontal dotted line.

podpis

Prohlášení o využití výsledků bakalářské práce

Prohlašuji, že

- jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20.května 2013



podpis

Jméno s příjmením autora práce:

František Lysák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Jindřichov 9, Hranice, 753 01

Anotace

LYSÁK,F. *Návrh dopravníku dřevní štěrky : bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 59 s. Vedoucí práce: Kolesár,M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení dopravníku na dřevní štěrku ke stávajícímu štěpkovači. V úvodu jsou popsány základní komponenty dopravníků a popsány a srovnány dopravníky dřevní štěrky, které se dodávají ke štěpkovačů. Na základě těchto informací je navrženo a zhodnoceno několik možných řešení dopravníku. Vybraná varianta je následně rozpracována do podoby základní výkresové dokumentace, pevnostních návrhových výpočtů a jsou k ní navrženy provozní podmínky a doporučená údržba.

Anotation

LYSÁK,F. *Design of Conveyor for Wood Cutter : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 59 p. Thesis head: Kolesár,M.

Bachelor thesis is dealing with design of conveyor for wood cutter. The introduction describes basics conveyor components and also describes and compares the standard conveyors for wood cutters. Based this comparison there are several own designs described and compared. Chosen solution is designed into assembly drawings. Furthermore the design computations are made.

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Dělení pásových dopravníků	12
3	Hlavní části pásového dopravníku	15
3.1	Dopravní pás	15
3.2	Válečky a válečkové stolice	16
3.3	Bubny	19
3.4	Napínací stanice	20
4	Doprava dřevní štěpky.....	22
4.1	Doprava vrháním a proudem vzduchu.....	22
4.2	Doprava dopravníkem.....	23
5	Návrh dopravníku ke štěpkovači	25
5.1	Popis stávajícího štěpkovače.....	25
5.2	Variety návrhu dopravníku	26
5.3	Konstrukční řešení dopravníku dle zvolené varianty	29
6	Návrhové a kontrolní výpočty	32
6.1	Návrhové výpočty dopravníku	32
6.2	Kontrolní výpočty	44
7	Pracovní podmínky a údržba	54
8	Závěr	55
9	Použitá literatura	56
10	Seznam příloh	59

Seznam použitých zkratek a symbolů

značka	popis	jednotka
plm	plnometr dřeva	m^3
prm	Prostorový metr dřeva	m^3
prm _s	Prostorový metr dřeva sypaný	m^3
V _{plm}	Kapacita dopravníku	m^3/hod
ρ	hustota	kg/m^3
m	hmotnost	kg
Q	množství přepravovaného materiálu	kg/h
ρ_s	sypná hmotnost	kg/m^3
Ψ_s, Ψ_d	sypný úhel	°
v, v ₀	rychlost	m/s
k _φ	součinitel plnění	-
h	síla pásu	mm
B	šířka pásu	mm
m _p	hmotnost pásu	kg/m^2
m _u	hmotnost unašeče	kg/m
m _{pp}	Měrná hmotnost pásu	kg/m^2
S _p	požadovaný průřez profilu dopravníku	m^2
S ₁ , S ₂	obsah náplně	m^2
k	korekční koeficient	-
α, β	úhel sklonu	°
S _s	skutečný průřez profilu dopravníku	m^2
F	obvodová síla	N
F ₁	hlavní odpory dopravníku	N
F ₂	síla k překonání dopravní výšky	N

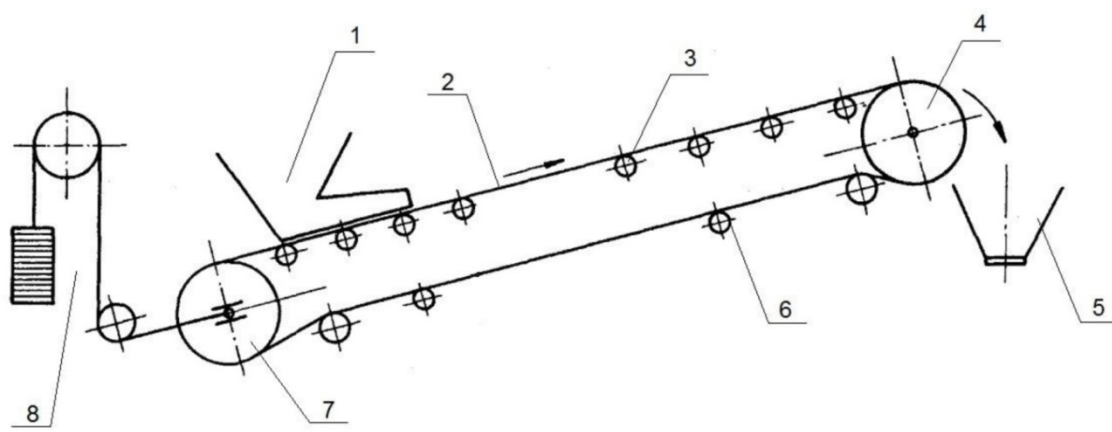
F_p	síla přídavných a vedlejších odporů	N
L, p	délka	m
g	gravitační zrychlení	kg.m/s^2
m_p	měrná hmotnost pásu	kg/m
q	měrná hmotnost materiálů	kg/m
f_d, μ_B, μ_s, c	součinitel tření	-
w	měrný odpor	-
H	dopravní výška	m
F_{N1}	setrvačná síla	N
F_{N2}, F_{DV}	třecí síla	N
F_{N3}	odporová síla ohybu pásu	N
L_N	urychlovaná délka	m
D, D_1	průměr bubnu	m
b_1	šířka vedení	m
η	účinnost	-
n	otáčky	1/min
F_o	obíhající síla	N
k_s	koeficient bezpečnosti	-
α_G	úhel opásání	rad
F_z	napínací síla	N
F_{os}	odbíhající síla	N
F_{ns}	nabíhající síla	N
F_c	celková síla namáhání bubnu	N
p	tlak	Pa
σ_D, τ_D	dovolené napětí	Pa
m	hmotnost dopravníku	kg

F_x, F_{rx}	složka síly ve směru X	N
F_y, F_{ry}	složka síly ve směru Y	N
G	tíhová síla	N
F_r	tahová síla řetězu	N
F_p	sklopená celková síla	N
M_{o1}, M_{o2}	ohybový moment	Nm
M_k	krouticí moment	Nm
P	výkon	W
D, D_1, D_2	průměr hřídele	m
τ_1, τ_2	napětí v krutu	Pa
σ_{o1}, σ_{o2}	napětí v ohybu	Pa
$\sigma_{red1}, \sigma_{red2}$	redukované napětí	Pa
T	tečná síla	N
L_{10}, L_h	životnost	ot, hod
C	dynamická únosnost	N
f	frekvence	Hz, 1/s
R_1, R_2	reakční síla	N
i	převodový poměr	-

1 Úvod

Pásový dopravník je strojní zařízení, pomocí kterého je uskutečňována přeprava sypkých, polotekutých a tuhých hmot na kratší či delší vzdálenosti. Dopravník se skládá z rámu, který zároveň plní funkci nosné konstrukce, který nese otočné válečky pro podporu a natažení pásu a tvoří tak pojezdovou dráhu pro pás. Válečky bývají často ve formě válečkových stolic, které pomáhají udržovat přepravovaný materiál ve střední poloze pásu. Na spodní straně konstrukce slouží válečky k podpoře pásu, aby nedocházelo k prověšení vlastní tíhou. Pás je napnut mezi dvěma válci, kde jeden je hnací a jeden hnaný. Pás je většinou vyroben z pryže, plastu, textilu nebo ocelových segmentů. Hlavní užití dopravníků je pro vodorovnou (horizontální) nebo úklonnou (šikmou) přepravu materiálu. Přeprava sypkých materiálů s jemnou strukturou zrna je většinou prováděna horizontálně, materiály se strukturou zrna hrubější lze přepravovat také v šikmé poloze dopravníku. Pohon pásu je proveden pomocí elektromotoru, který je přes spojku připojen k hnacímu válci. Nověji používaný způsob pohonu dopravníku je řešen pomocí integrovaného elektromotoru v hnacím válci (motor - elektroválec). Pohon elektroválcem je výhodný především z hlediska úspory místa, jednodušší konstrukci, a možnosti utěsnění celého motoru ve válci a tím zamezení vnikání nečistot do motoru. Pás u pásového dopravníku je nutno udržovat ve stále napnutém stavu. V případě poklesu předpětí pásu může dojít k průvěsu pásu a k prokluzu na hnacím válci. Prokluz je problematický především z hlediska opotřebení pásu a ztráty výkonu celého dopravníku. Pás lze napínat pomocí napínací kladky nebo pomocí napínacích šroubů, které pohybují s jedním z válců. Oba tyto způsoby reprezentují inkrementální předepínání pásu a v případě zjištění poklesu předpětí musí obsluha předpětí zvýšit. V případě použití předepínací stanice je předpětí udržováno v bezobslužném provozu na konstantní velikosti.

Na Obr. 1 zobrazuje schéma pásového dopravníku s vyznačenými hlavními částmi



Obr. 1: Schéma pásového dopravníku [1]

- | | | |
|----------------|---------------------|-------------------------------------|
| 1. Násypka | 2. Dopravní pás | 3. Horní stolice s nosnými válečky |
| 4. Hnací buben | 5. Výsypka | 6. Dolní stolice s vratnými válečky |
| 7. Hnaný buben | 8. Napínací stanice | |

2 Dělení pásových dopravníků

Dopravníky lze dělit z hlediska mnoha parametrů. Následující dělení vychází z literatury [2] a [3].

1. podle tažného elementu
 - a) mechanické s tažným prvkem
 - pásové
 - dopravníky s gumovým nebo pásem z PVC
 - dopravníky s ocelovým pásem
 - s ocelovým pásem
 - článkové
 - vozíkové
 - podvěsné
 - elevátory
 - hrnouce dopravníky
 - b) mechanické bez tažného prvku
 - závitové
 - žlabové
 - vibrační
2. podle sklonu dráhy dopravovaného materiálu
 - a) dopravníky vodorovné
 - b) dopravníky úklonné
 - c) dopravníky svislé
 - d) dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
 - e) dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
 - f) dopravníky kombinované (např. s dvojí změnou směru)
3. podle provedení nosné konstrukce
 - a) dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem

- b) dopravníky pojízdné a přenosné – pro malé dopravní množství a malé dopravní délky
- c) dopravníky přestavitelné

4. podle funkce

a) zdvihací zařízení

- pro zdvihání do malých výšek, ale s velkou silou (zvedáky mechanické, hydraulické, pneumatické)
- pro zvedání břemen do velkých výšek převážně pomocí lan (kladkostroje, vrátky, jeřáby, výtahy)
- vrtulníky

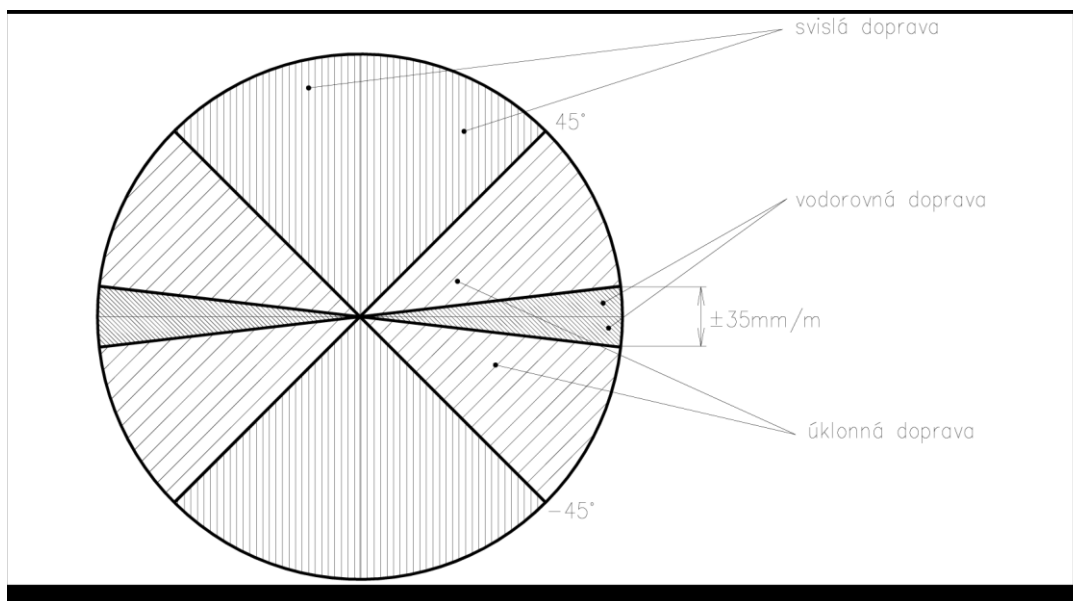
b) zařízení plynulé dopravy

- dopravníky s tažným prvkem, bez tažného prvku
- doprava v potrubí (hydraulická, pneumatická)
- lanové dráhy
- gravitační

5. podle typu dopravního pásu

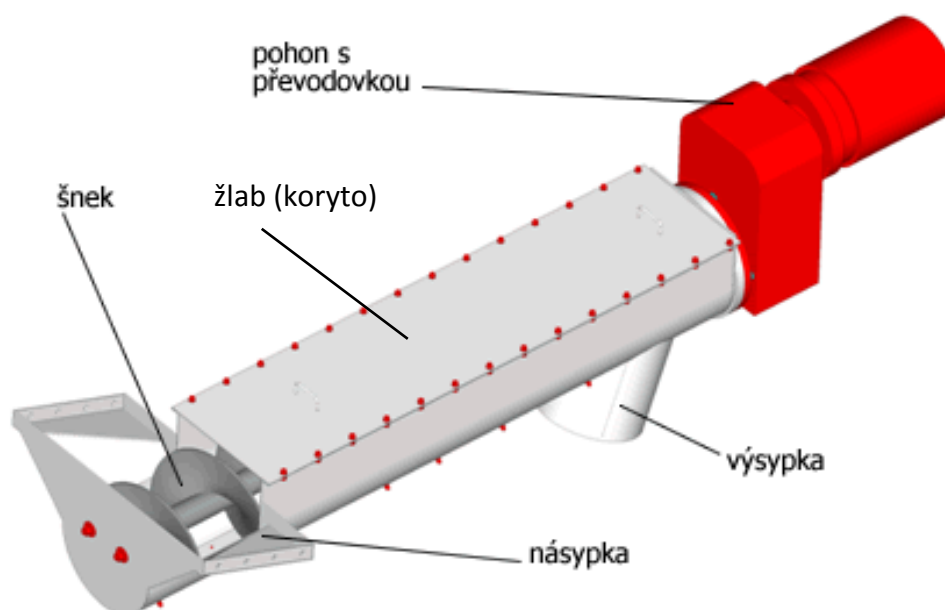
- a) s hladkým pásem
- b) pás s unašeči (hrabičkový dopravník)
- c) Chevron profil
- d) speciální

Na *Obr. 2* je zobrazeno rozdělení dopravy a dopravníků podle úklonu dle výnosu ČBÚ č. 22/1989 Sb.



Obr. 2: Rozdělení dopravy podle úklonu [2]

Obr. 3. zobrazuje příklad závitového dopravníku s vyznačenými hlavními částmi.



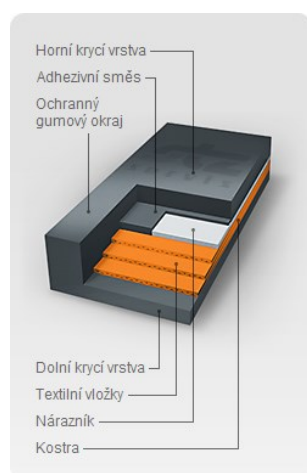
Obr. 3: Sestava závitového (šnekového) dopravníku

3 Hlavní části pásového dopravníku

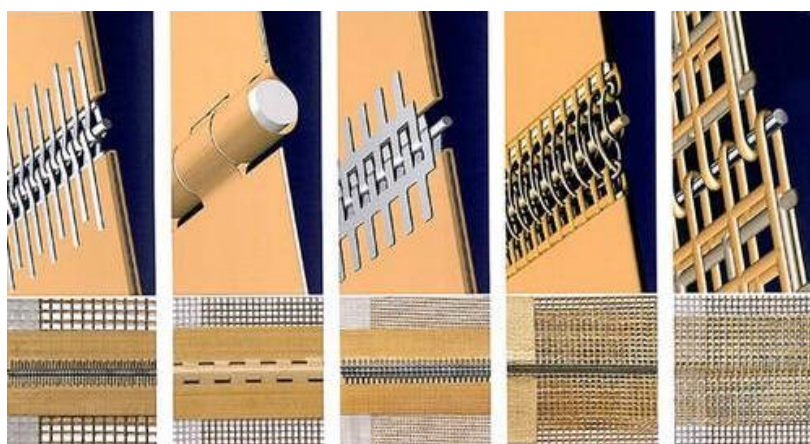
3.1 Dopravní pás

Mezi nejdůležitější a nejexponovanější části pásového dopravníku patří dopravní pás. Pás slouží jako tažný a nosný element pro přepravovaný materiál. Pás je natažen mezi hnacím a hnaným válcem a je podepírán válečky či, v případě lehkých dopravníků a lehkého dopravovaného materiálu na krátké vzdálenosti, plochou rámu dopravníku. Na pás jsou kladeny požadavky z hlediska odolnosti pro opotřebení od přepravovaného materiálu, pevnosti a životnosti.

Jádro dopravního pásu tvoří textilní kostra z bavlny (Obr. 4). Kostra je vícevrstvá a jednotlivé vrstvy jsou prokládány a propojeny pomocí tenkých vrstev z měkké pryže. Takto vytvořené jádro je povrchově obaleno silnější vrstvou gumy, která jej chrání proti abrazivním účinkům přepravovaného materiálu, válečků a bubnů a ostatními mechanickými vlivy. Dopravní pásy jsou vyráběny celistvé nebo nespojené. Celistvé pásy jsou spojeny během výroby na svoji konečnou délku, nespojené pásy jsou spojovány během montáže dodatečnou vulkanizací za studena, za tepla, nebo mechanicky.



Obr. 4: Řez pryžotextilním dopravním pásem [4]



Obr. 5: Příklad mechanického spojení síťovaných dopravních pásů [5]

Pás lze v případě potřeby vybavit unášecími segmenty pro zlepšení dopravních vlastností. Segmenty jsou používány v případě úklonných dopravníků pro větší sklony a v případě, že by přepravovaný materiál přepadával zpět. Nejčastějším typem unášecích profilů jsou pásy s profilem Chevron (Obr. 6). Podle strmosti dopravníku (až 45°) jsou používány profily o výšce 10 – 50 mm. Další variantou jsou dopravní pásy pro hrablové dopravníky (Obr. 7).



Obr. 6: Profilový pás Chevron [6]



Obr. 7: Pásy pro hrablové dopravníky [7]

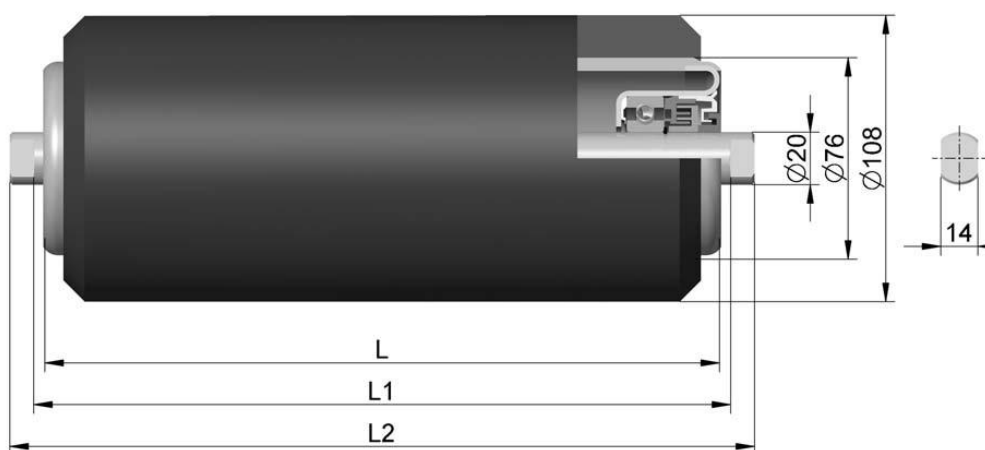
3.2 Válečky a válečkové stolice

Další důležitou součástí pásového dopravníku jsou válečky a válečkové stolice. Válečky vedou dopravní pás, tvoří žádaný ložní profil a celkově tak určují vlastnosti dopravníku. Na válečky jsou kladeny požadavky především z hlediska nízkého třecího odporu v ložiskách (odpor proti otáčení), nízké hmotnosti, jednoduché a bezúdržbové konstrukce, těsnosti vůči vnikání nečistot a nízkých setrvačných hmot. Pro válečky je také důležité jejich statické a dynamické vyvážení.

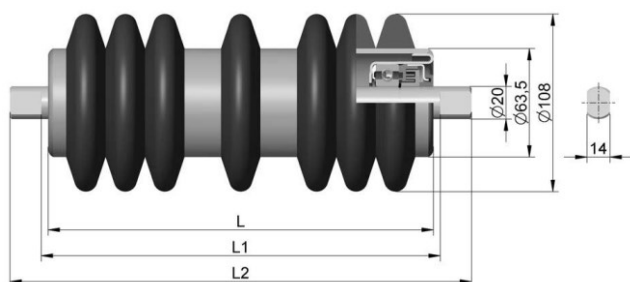
Váleček (Obr. 8) se skládá z hřídele, ke kterému je přes kuličková ložiska připevněna ocelová trubka, která tvoří vlastní váleček. Ve většině případů jsou použita standardní kuličková ložiska mazaná tukem, u kterých vydrží tuková náplň po celou dobu životnosti. Povrch válečku může být ponechán přírodní nebo jej lze potáhnout gumou. Gumový potah snižuje dynamické účinky dopadajícího materiálu, má tlumící vlastnosti a snižuje opotřebení pásu. Pogumované válečky se tedy používají především v místě násypky materiálu. Kutěsnění válečku je použito labyrintového těsnění. Montáž válečku a jeho ustavení na místo je zabezpečeno zploštěním konců hřídele. Toto

zploštění zajišťuje axiální pojištění válečku a zamezuje samovolné rotaci hřídele. Přispívá též k jednoduché výměně nefunkčního válečku za nový.

Pro vratnou větev pásového dopravníku se často používají diskové válečky (Obr. 9). Vyznačují se samočisticí funkcí a tím pádem snižují opotřebení pásu o zbytkový materiál. Dalším typem samočisticích válečků jsou válečky spirálové (Obr. 10). Ty se používají k odstranění nečistot z vysoce znečištěného pásu.



Obr. 8: Pogumovaný váleček Transroll [8]

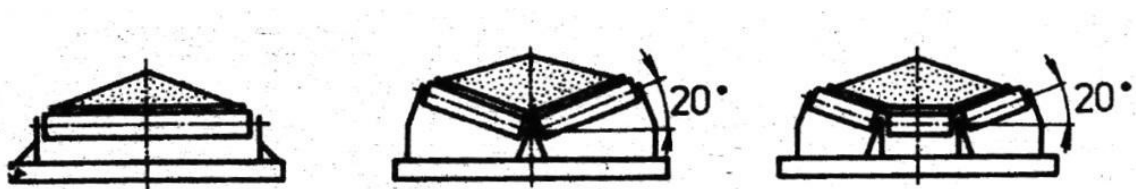


Obr. 9: Diskový váleček [8]



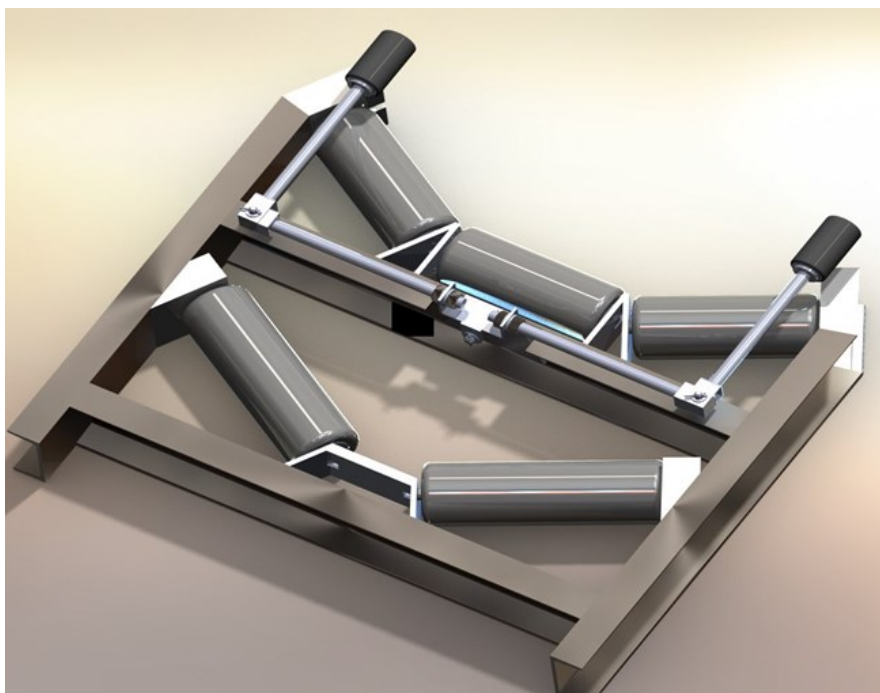
Obr. 10: Spirálový váleček [8]

Sdružení dvou a více válečků podpírajících nosnou větev dopravníku s materiálem, nebo spodní vratnou větev, do samostatného funkčního celku se nazývá válečková stolice (Obr. 11, Obr. 12) nebo též pražec. Podpírání horní nosné větve je nejčastěji realizováno pomocí korýtkových válečkových stolic, dolní vratná větev je nejčastěji podepírána stolicí rovnou. V korýtkové stolici svírají válečky s horizontální rovinou úhel o velikosti 20° až 35°. Sklonem válečků je získán korýtkový ložný profil.



Obr. 11: Různé typy válečkových stolic [3]

Při pohybu po dopravníku má dopravní pás tendenci nesledovat ideální teoretickou stopu středem válečkových stolic a vybočuje do stran. Vybočování je způsobeno vřemí v uložení dopravních válečků, nepřesnosti výroby, nepřesným spojením pásu, nestejnoměrným opotřebením pásu, opotřebením válečků nebo hnacích bubnů, nerovnoměrným rozložením dopravovaného materiálu po pásu a dalšími faktory. K zamezení uhýbání pásu do stran se používají strážní válečky. Jedná se o krátké vertikální válečky, které udržují pás v ideální stopě. Nevýhodou strážních válečků je jejich nepravidelný styk s pásem (pás do nich naráží) a tím snižují jeho životnost.

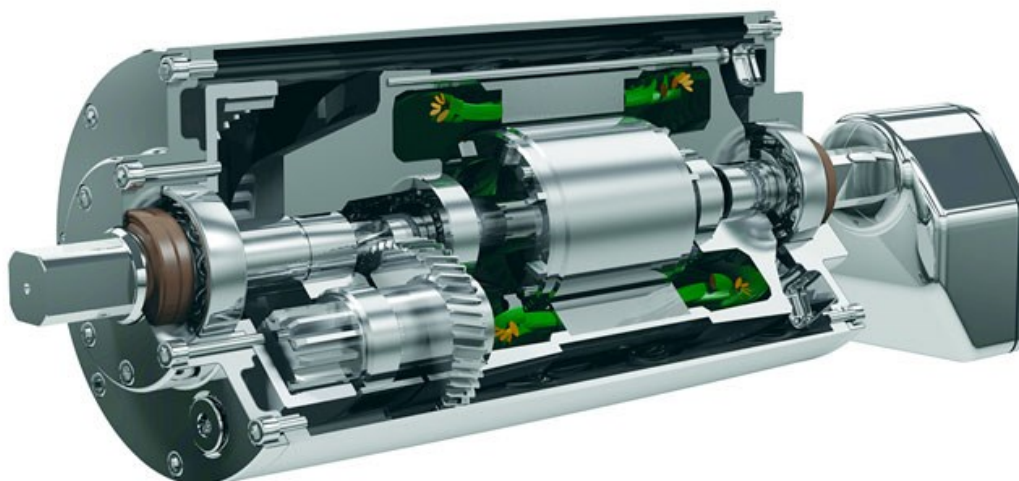


Obr. 12: Příklad válečkové stolice s nosnou a vratnou větví a se strážními válečky [9]

3.3 Bubny

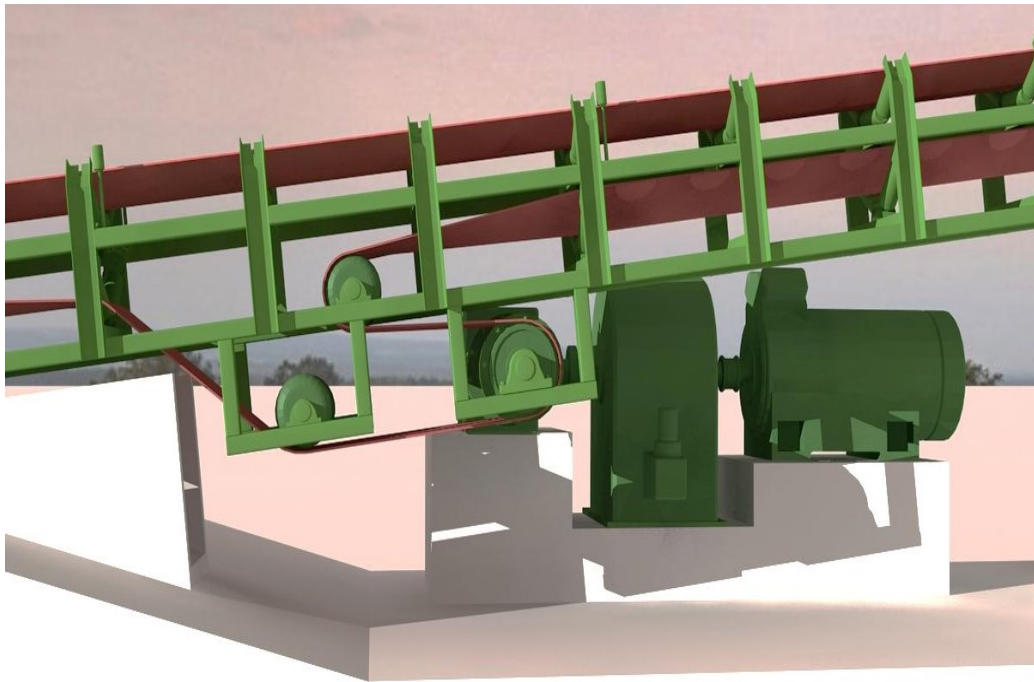
Hlavním úkolem pohonné jednotky, hnacího bubnu, je přenos obvodových sil na dopravní pás. Buben je ocelový nebo litý válec, který je pro lepší vedení pásu na okrajích zkosen. Pro přenos větších výkonů bývá často opatřen pryžovým potahem či keramickým obložením za účelem zvětšení součinitele tření mezi bubnem a pásem. Umístění bubnů na pásu je podřízeno maximálnímu tahu v pásu a pro nejpříznivější průběh síly v pásu je vhodné, aby byla zatížená větev s materiálem tažena. Proto se hnací bubny umísťují na přepadovou stranu materiálu. U dlouhých dopravníků, kde je žádoucí, aby přepadová strana byla co možná nejlehčí, lze pohonnou jednotku umístit buď v násypkové části, nebo je k pásu připojena pohonná stanice

Pro menší výkony poháněcího motoru (do 60kW) se používají jako hnací jednotky elektrobubny (Obr. 13). Uvnitř elektrobubnu je integrován elektromotor, spojky a převody a celek je uzavřen proti vnikání nečistot. Integrací pohonného mechanismu do bubnu dochází k zjednodušení konstrukce celého dopravníku a ke zmenšení nutných zástavbových rozměrů.



Obr. 13: Řez elektrobubnem Van der Graaf [10]

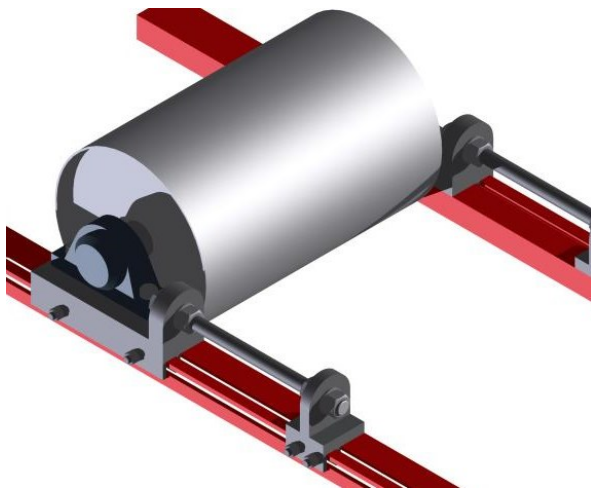
Bubny jsou uloženy v ložiskových domcích, které jsou připevněny k nosnému rámu dopravníku. Na opačném konci pásu než hnací buben je buben hnáný, který má jednoduchou konstrukci válce uloženého v ložiskových domcích. U kratších dopravníků je často s hnáným válcem integrovaná napínací stanice.



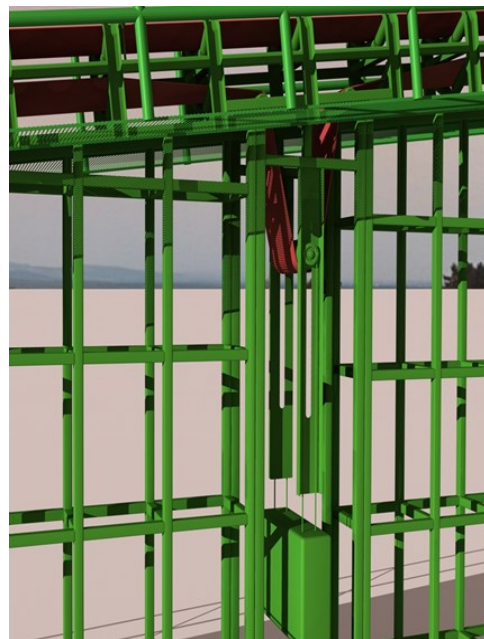
Obr. 14: Příklad vložené pohonné stanice [9]

3.4 Napínací stanice

Napínací stanice je nedílnou součástí pásového dopravníku, protože k vyvolání dostatečného tření mezi hnacím bubnem a pásem je nutná odpovídající normálová složka síly. Té je dosaženo udržováním pásu v neustále napnutém stavu. Správně předepnutý pás má vyšší životnosti a má zásadní vliv na ekonomičnost provozu celého dopravníku. Protažitelnost dopravního pásu se pohybuje kolem 5% jeho délky. Napínací zařízení může být součástí hnaného bubnu (*Obr. 15*). V tomto případě je možno uvolnit ložiskové domky bubnu a celý buben pomocí šroubů posunout do příslušné polohy, kde vyvolá předpětí v pásu. Delší dopravníky je nutno vybavit samostatnou napínací stanicí (*Obr. 16*), která umožňuje větší posuv napínacího bubnu. Napínací stanice jsou často bezúdržbové a založeny na gravitačním principu. Předpětí v pásu je vyvozeno příslušným závažím.



Obr. 15: Hnaný buben s napínacím zařízením [11]



Obr. 16: Detail napínací stanice [9]

Další částí konstrukce pásových dopravníků je nosný rám. Nosný rám je nejčastěji vyroben jako příhradová svařovaná konstrukce k běžně dostupným profilům „U“ , “L” nebo trubek.

4 Doprava dřevní štěpky

Doprava dřevní štěpky se liší v závislosti na typu dopravované štěpky, typu štěpkovače, místě dopravy a množství přepravovaného materiálu.

4.1 Doprava vrháním a proudem vzduchu

Nejjednodušší dopravou zpracované dřevní štěpky od štěpkovače je, vedle volného skluzu, doprava pomocí vrhání a proudu vzduchu. Zadní strana disku štěpkovače je opatřena vrhacími lopatkami (Obr. 17), které useknutý materiál vrhají otočným komínem na místo určení. U strojů s vysokým výkonem je vrhací mechanismus tvořen samostatným bubnem (Obr. 18). Zvětšení výkonu vrhačů je obvykle realizováno zvětšením průměru vrhacího bubnu. Svou rotací vytváří vrhač také proud vzduchu, který pomáhá štěpku dopravovat. Výhodou použití vrhačů je jejich nenáročnost na výrobu, kompaktnost rozměrů, relativně vysoká dopravní výška při zachování malé dopravní délky. Vrhací dopravníky nepřesahují svými zástavbovými rozměry půdorys štěpkovače. Doprava vrháním se používá u štěpkovačů s výkonem od 5 m³ naštěpkovaného materiálu za hodinu (příkon cca 5 kW) do výkonu stovek m³/hod (výkon motoru až 450kW).



Obr. 17: Detail nožového disku štěpkovače Jesen s vrhači štěpky



Obr. 18: Štěpkovač Doppstadt DH910 (450kW, do průměru 900mm) [12]

4.2 Doprava dopravníkem

Druhý nejrozšířenější způsob dopravy štěrky je pomocí dopravníku. Vzhledem ke své stavbě přesahují svými rozměry půdorysný profil štěpkovače, a proto musí být pro transport zařízení často složeny. Dopravník je vybaven pásem s profilem Chevron nebo se jedná o hrablový dopravník. Pás s profilem Chevron je typický pro drtiče dřevního odpadu s vysokým hodinovým výkonem (Obr. 19).



Obr. 19: Drtič biomasy CBI Magnum Force 8400. Výkon motoru 780kW, produktivita štepování 200t/h [13]

Štěpkovače s menším hodinovým výkonem (výkon motoru od 5kW, výkon štepování od 5m³/h) je dále možno vybavit hrablovým dopravníkem (Obr. 20).

Výhodou hrablového dopravníku je jeho nenáročná konstrukce a dobré vlastnosti z hlediska množství unášení materiálu a úklonu dopravníku.



Obr. 20: Štěpkovač s hrablovým dopravníkem [13]

Jedním z nejjednodušších možností dopravy zpracované štepky dopravníkem je pomocí profilového dopravníku - redleru (Obr. 21 a Obr. 22). Redler dosahuje při stejném průřezu stejného výkonu jako hrablový dopravník. Středem stacionárního žlabu je vlečen řetěz, případně dva řetězy, na který jsou připevněny unašeče. Ty posunují naštěpkovaným materiálem.



Obr. 21: Unašeče redleru [14]



Obr. 22: Příklad redleru [15]

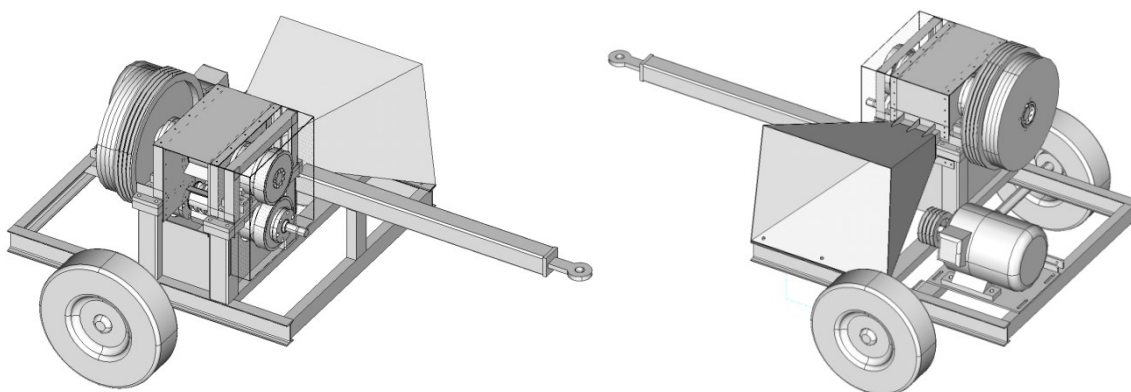
Redlery jsou vhodné především pro dopravu větší štepky (špalíků) a často jimi vybavují své štěpkovače domácí výrobci a kutilové.

5 Návrh dopravníku ke štěpkovači

Ke stávajícímu štěpkovači domácí výroby je třeba navrhnout vhodný dopravník pro přesun zpracovaného materiálu na určené místo.

5.1 Popis stávajícího štěpkovače

Stroj na zpracování dřevního odpadu (Obr. 23) byl zkonstruován a vyroben svépomocí. Základní jednotkou stroje je nožová hlava, skládající se ze dvou protiběžných válců, každý osazený třemi noži, mezi kterými je v místě styku mezera cca 0,2 mm. Synchronizace a protiběžnost nožů je zajištěna pomocí dvojice ozubených kol. Pohon štěpkovače lze realizovat buď ze zadního náhonového hřídele traktoru, nebo vlastním elektromotorem.



Obr. 23: CAD model štěpkovače

Tab. 1 shrnuje základní parametry štěpkovače, přibližná velikost štěpky je zobrazena na Obr. 25.

parametr	hodnota
Rozměr ústí násypky	120 x 200 mm
Maximální průměr vkládaného materiálu	105 mm
Velikost štěpky (délka)	60 – 110 mm
Hodinový výkon	4 m ³ /hod

Tab. 1.: Základní parametry štěpkovače

Doprava štěrky od stroje nebyla prozatím řešena (Obr. 24). Stávající stav umožňuje pouze vyhazovat štěrku na místa níže než je výstup ze štěpkovače. Následně musí být štěrka ručně vršena. Navrhovaný dopravník tyto problémy odstraní a dovolí komfortnější a produktivnější práci se zařízením.



Obr. 24: Vyhazování štěrky ze zařízení



Obr. 25: Zpracovaná štěrka. Pro lepší představu o velikosti je jako měřítko použita pивní láhev.

5.2 Varianty návrhu dopravníku

Dopravník dřevní štěrky musí být schopen dopravovat požadované množství materiálu na požadované místo. Z toho plynou požadavky na dopravník, které jsou shrnuty v Tab. 2

Požadavek	hodnota
Typ dopravníku	pásový
Délka dopravníku	2 000 mm
Kapacita dopravníku V_{plm}	4 m ³ /hod
Vertikální polohování	30° až 60 °, 90° transportní
Požadavek odnímatelnosti	odnímatelný
Údržba dopravníku	snadná

Tab. 2: Požadavky kladené na dopravník dřevní štěrky

Morfologická matice (Tab. 3) zobrazuje možné varianty. Na jejím základě byly sestaveny tři možné varianty řešení dopravníku, které budou podrobeny diskuzi vhodnosti řešení. Vybraná varianta řešení (viz. 5.2.1 až 5.2.3) je v matici vyznačena.

Dílčí funkce	Orgány nositelé funkcí		
	1	2	3
pás dopravníku	hladký pás	pás s unašeči	redler
pohon dopravníku	elektrobuben	mechanický náhon od hlavního hřídele	externí motor s převodovkou
trať dopravníku	válečky	kluzná deska	
zajištění polohy	stavěcí šroub	zajištění v poloze řetězem	hydraulicky
napínací stanice	šrouby	pružiny	gravitačně

Tab. 3: Morfologická matice dopravníku

5.2.1 Varianta č. 1

Dopravník ve složení: pás s unašeči – elektrobuben – válečky – stavěcí šroub – šrouby

Zhodnocení varianty:

- + pás zabraňuje zpětnému sesypávání materiálu
- + jednoduchá konstrukce ze standardně dodávaných dílů (elektrobuben, válečky)
- - nutnost zdroje napětí elektrobubnu (230V nebo 380V)
- - dražší komponenty (ve srovnání s jinými variantami)
- - složitější údržba

5.2.2 Varianta č. 2

Dopravník ve složení: pás s unašeči – mechanický náhon od hlavního hřídele – kluzná deska – stavěcí šroub – šrouby

Zhodnocení varianty:

- + pás zabraňuje zpětnému sesypávání materiálu
- + jednoduchá konstrukce ze standardně dodávaných dílů (válečky)

- + pevná mechanická vazba pohonu pásu
- + bez válečků
- - problematické odnímání dopravníku (z hlediska napínání pohonného řemenu/řetězu)
- - nutnost redukce rychlosti od pohonné hřídele na požadovanou rychlost dopravníku
- - kluzná deska zvyšuje opotřebení pásu

5.2.3 Varianta č. 3

Dopravník ve složení: pás s unašeči – externí motor s převodovkou – kluzná deska – zajištění v poloze řetězem – šrouby

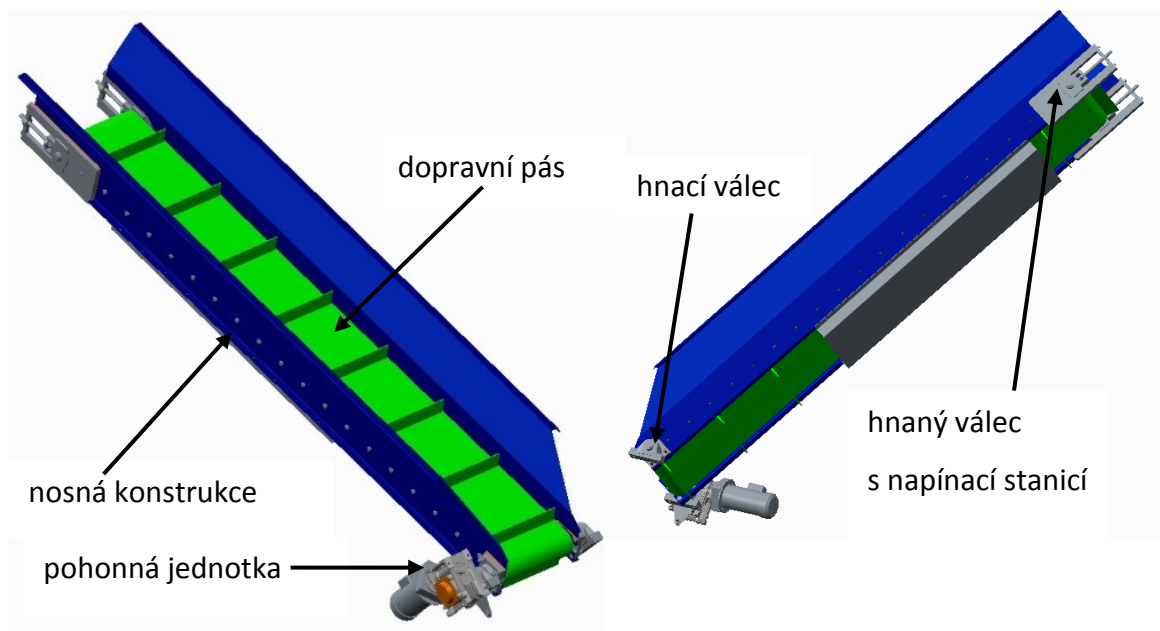
Zhodnocení varianty:

- + pás zabraňuje zpětnému sesypávání materiálu
- + jednoduchá konstrukce s minimem dílců
- + možnost volby napětí elektromotoru (12V)
- + jednoduchá nastavitelnost úhlu dopravníku
- + jednoduchá údržba
- - zvýšení hmotnosti dopravníku elektromotorem a vloženou převodovkou
- - vyšší opotřebení vnitřní strany pásu
- - nutnost zdroje napětí

S přihlédnutím k předpokládaným provozním, skladovacím a údržbovým podmínkám se jeví varianta č.3 jako nejvhodnější řešení a bude dále rozpracována do konstrukčního řešení.

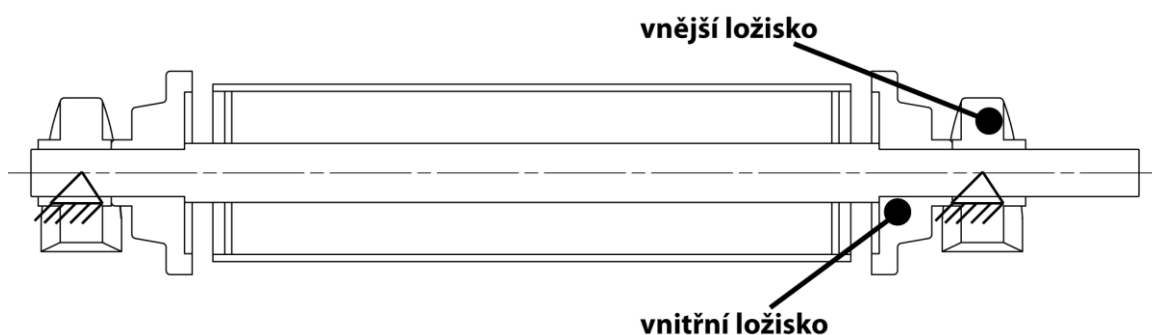
5.3 Konstrukční řešení dopravníku dle zvolené varianty

Dopravník dřevní štěpky ke štěpkovači (Obr. 26) se skládá z hnacího válce, hnaného válce s napínací stanicí, pásu, pohonné jednotky a vlastní nosné konstrukce.



Obr. 26: Dopravník dřevní štěpky

Hnací válec (Obr. 27) je trubka ($D = 75\text{mm}$), svařená přes příruby k hnací hřídeli. Hnací hřídel je usazena v ložiskových jednotkách SKF FYJ 20TF (vnitřní ložisko), které spojují hnací hřídel s nosnou konstrukcí štěpkovače. Hřídel je dále uložena v ložiskových jednotkách SYJ 20TF, kterými je celý dopravník připevněn ke štěpkovači.

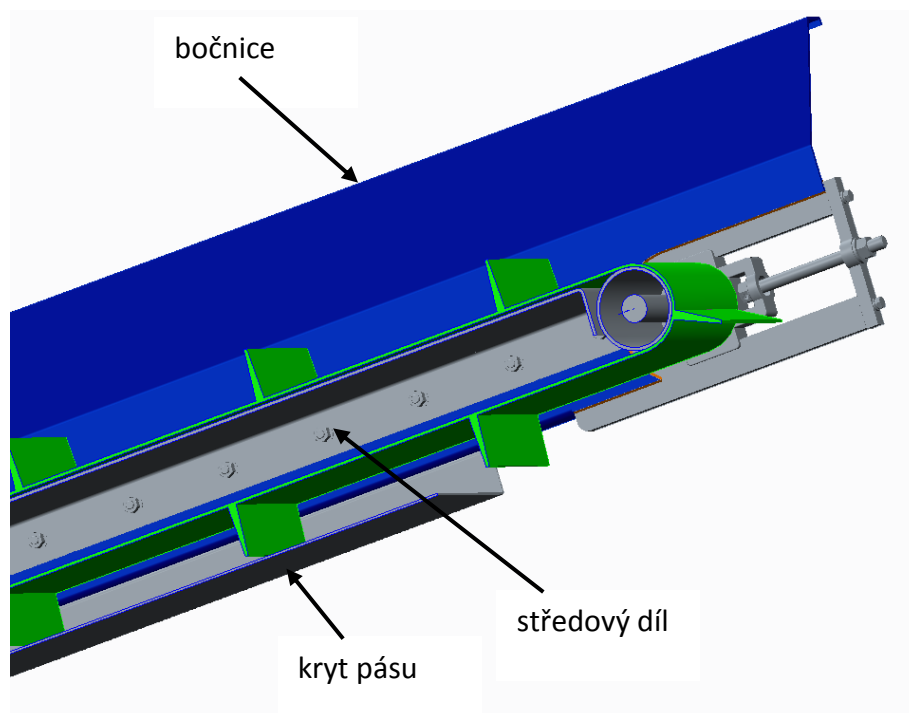


Obr. 27: Hnací válec – řez

Na hřídel hnacího válce je přes spojku připojena šneková převodovka pohonné jednotky. Napájecí napětí motoru pohonné jednotky je zvoleno 12V. Napájen je zvoleno s ohledem na dostupnost zdroje napětí. V případě pohonu přes elektromotor bude možné dopravník zapojit zásuvky připojené k transformátoru napětí. V případě

pohonu štěpkovače zadní vývodovou hřídelí traktoru bude možné dopravník zapojit do standardní elektroinstalační traktorové zásuvky.

Hnaný válec s napínací jednotnou (Obr. 28) je umístěn v horní části dopravníku. Napínání dopravního pásu je provedeno pomocí dvou šroubů M12, které pohybují s hnaným válcem. Po předeptnutí pásu jsou ložiskové jednotky zpevněny vůči nosnému rámu dopravníku.



Obr. 28: Řez hnaným válcem s viditelnou nosnou konstrukcí dopravníku a napínací jednotkou

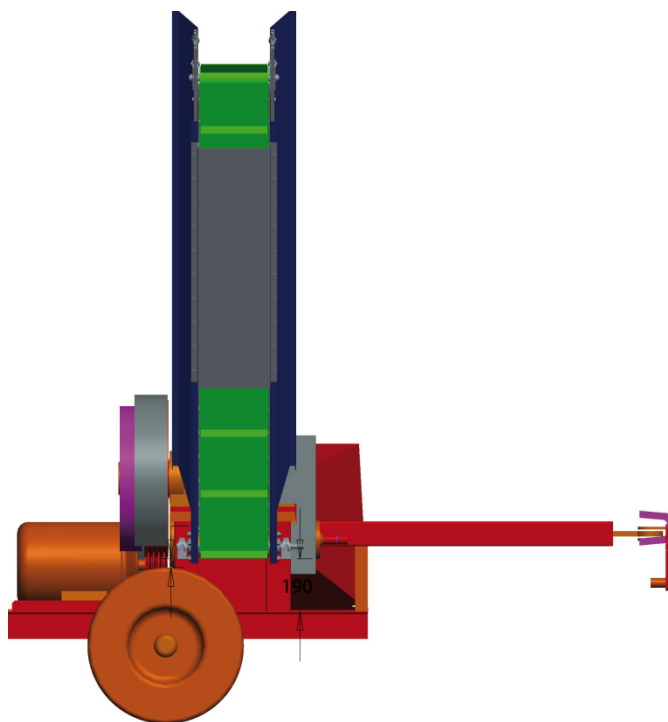
Vlastní rám dopravníku je složen z ohýbaných a svařovaných plechových profilů, spojených šrouby M8. Středový spojovací dílec je umístěn 3 mm pod rovnou pásu a tvoří tak podpěrnou kluznou desku pro zatížený pás. Pás je ve spodní části dopravníku chráněn pomocí krytu, který též plní nosnou funkci a uzavírá tak konstrukci dopravníku. Bočnice přesahují profil pásu o 100 mm a mírně se rozevírají. Dopomáhají tak k ohybové tuhosti dopravníku a k zlepšení tvaru profilu dopravovaného materiálu.

Dopravní pás je vyroben z gumotextilního profilu a je opatřen nalepenými unášecími profily. Pás je již os výrobce spojen do nekonečné smyčky.

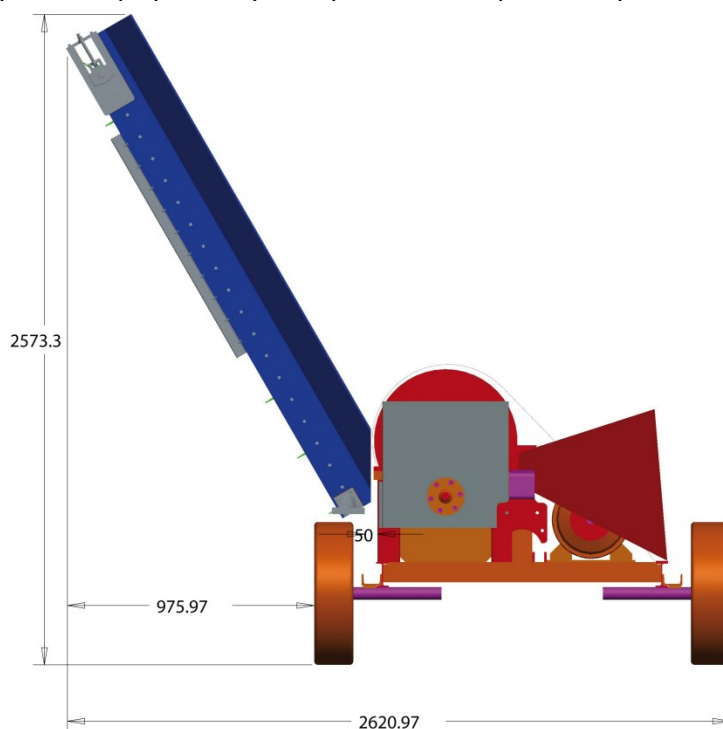
Dopravník je držen v požadované poloze pomocí dvojice řetězů, které jsou připevněny k nosnému rámu dopravníku v polovině jeho délky a dále připevněny k rámu štěpkovače. Délky řetězů je proměnlivá a umožňuje tak uživatelsky nastavit

požadovaný úhel sklonu dopravníku. Pro přepravu štěpkovače s dopravníkem ve svislé poloze jsou řetězy zkráceny na minimální možnou délku.

Sestava štěpkovače s připevněným dopravníkem v pracovní poloze je zobrazena na Obr. 29 a Obr. 30.



Obr. 29: Štěpkovač s připevněným dopravníkem v pracovní poloze - boční pohled



Obr. 30: Štěpkovač s připevněným dopravníkem v pracovní poloze - pohled ze zadu

6 Návrhové a kontrolní výpočty

6.1 Návrhové výpočty dopravníku

6.1.1 Skutečné množství dopravovaného materiálu

Dopravník je koncipován na přepravní výkon $4 \text{ m}^3/\text{h}$. V případě dřezpracujícího průmyslu se ve většině případů hovoří o prm nebo o prm_s . Dopravník je tedy navrhován pro objem přepravované hmoty $4 \text{ prm}_s/\text{h}$.

Přepočtové koeficienty mezi hodnotami plm , prm a prm_s a vysvětlení pojmů je uvedeno v Tab. 4

Objemová jednotka	plm	prm	prm_s	Popis
plm	1	1,54	2,5 až 2,86	plnometr dřeva, 1 m^3 skutečné dřevní hmoty
prm	0,65	1	1,61 až 1,86	Prostorový metr dřeva, 1 m^3 složeného štípaného nebo neštípaného dřeva
prm_s	0,35 až 0,41	0,54 až 0,62	1	Prostorový metr dřeva volně sypaného (nezhutněného) drobného nebo drceného dřeva

Tab. 4: Přepočtové koeficienty plm - prm - prm_s [16]

$$V_{\text{plm}} = V_{\text{prm}_s} \cdot \frac{\text{plm}}{\text{prm}_s} = 4 \cdot 0,41 = 1,64 \text{ m}^3 \quad (1)$$

Hmotnost přepravovaného materiálu m je vypočítána pro zvolenou dřevinu dle Tab. 5 - čerstvě řezaný habr, jako pro dřevo s nejvyšší měrnou hmotností.

Dřevina	Hustota ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]		
	čerstvé	na vzduchu vyschlé	uměle dosušené
Smrk	740	470	440

Topol černý	840	450	370
Dub letní a zimní	1000	760	660
Habr	1080	820	720
Bříza	940	600	590
Jedle	1000	460	420

Tab. 5: Vybrané hustoty dřevní hmoty [17]

$$m = V_{plm} \cdot \rho = 1,6 \cdot 1080 = 1728 \text{ kg} \quad (2)$$

Z důvodu zpracování různých dřevin bude dále uvažováno přepravované množství materiálu $Q = 2000 \text{ kg/h}$.

6.1.2 Sypná hmotnost

Sypná hmotnost materiálu je hmotnost objemové jednotky volně sypaného materiálu (ρ_{pm_s})

$$\rho_s = \rho \cdot \frac{plm}{prm_s} = 1080 \cdot 0,41 = 442 \text{ kg/m}^3 \quad (3)$$

6.1.3 Sypný úhel

Statický sypný úhel ψ_s zpracované štěpky byl vyšetřen na volně ložené hromadě materiálu (Obr. 31), který bude daným dopravníkem přepravován. Vztah mezi statickým a dynamickým sypným úhlem

$$\psi_d = 0,75 \cdot \psi_s = 0,75 \cdot 50 = 37^\circ \quad (4)$$

kde

ψ_d – dynamický sypný úhel

ψ_s – statický sypný úhel



Obr. 31: Vyšetření statického sypného úhlu

6.1.4 Volba rychlosti pásu

Nejpoužívanější dopravní rychlosti pásů jsou zobrazeny v Tab. 6.

	Nejběžnější rychlosti pásu					
v [m/s]	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4

Tab. 6: Nejběžněji používané rychlosti pásů [2]

S přihlédnutím k charakteru zařízení volím rychlost pásu $v = 1,6 \text{ m/s}$.

6.1.5 Požadovaný průřez náplně pásu

$$S_p = \frac{Q [t/h]}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi} = \frac{2}{3,6 \cdot 1,6 \cdot 442 \cdot 0,8} = 98 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (5)$$

kde

k_φ - zvolený součinitel plnění. $k_\varphi = 0,8$

6.1.6 Volba dopravního pásu

Z katalogu fy Gumex s.r.o. [18] volím dopravní pás typu *PVC PÁS - 2R7 - 8rF80 (F22-11)* (Obr. 32) šíře 250 mm s následujícími parametry (Tab. 7).

Obj. kód	Typ	Síla pásu h [mm]	Šířka B [mm]	Minimální průměr hnacího bubnu [mm]	Hmotnost m_p [kg/m ²]	Balení (info)
0928025	F 22-11	3,1	250	50	3,4	25

Tab. 7: Parametry zvoleného pásu [18]

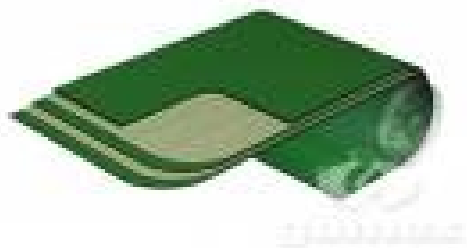
Charakteristika zvoleného pásu:

- PVC pás, antistatický, částečně odolný vůči minerálním olejům a tukům, vhodný pro přepravu balených potravin, dřeva, pilin, štěpků, plastů, a jiných drobných dílů
- barva: zelená
- počet vložek: 2
- pevnost: 10 N/mm
- vrchní strana: PVC vrstva síly 0,7mm
- standardní šíře: 200, 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 2000 mm
- maximální šíře: 10000 mm
- pracovní teplota: -10 °C/+90 °C

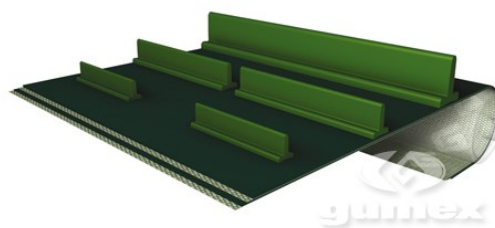
Z důvodu většího sklonu dopravníku je nutné tažný prvek dovybavit nalepenými unašeči (Obr. 33). Volím typ unašečů AG T50 (Tab. 8). Dopravník bude osazen 20ks unašeči (rozteč 200 mm).

Obj. kód	Typ	výška [mm]	barva B [mm]	Hmotnost m_u [kg/m]
0877050	AG T50	50	zelená	0,35

Tab. 8: Charakteristika zvolených unašečů [18]



Obr. 32: Zvolený pás dopravníku [18]



Obr. 33: Pás dopravníku s nalepenými unašeči [18]

Měrná hmotnost dopravního pásu

$$m_{pp} = m_{ps} + m_u \cdot B = 3,4 + 0,35 \cdot 0,25 = 3,52 \text{ kg/m}^2$$

Výpočet průřezového profilu dopravníku

Typ dopravníku	Zobrazení	Vztahy pro výpočet průřezu náplně S [m ²]
Lanopásový dopravník		$S=0,16 \cdot B^2 \cdot k_1 \cdot \text{tg} \psi_d$
Článkový dopravník ploché uspořádání	dtto pásový dopravník	$S=0,8 \cdot H \cdot B + \frac{1}{6} \cdot B^2 \cdot \text{tg} \psi_d$
korýtkové uspořádání		
Hřeblový dopravník bez nástavných plechů		$S=0,45 \cdot H \cdot b + \frac{1}{4} \cdot b^2 \cdot \text{tg} \psi_d$ pro $b=0,8 \cdot B$ a $\psi_d=20^\circ$ $S=0,36 \cdot H \cdot B + 0,06 \cdot B^2$

Obr. 34: Výpočty průřezových profilů dopravníků [2]

Výpočet požadovaného průřezového profilu dopravníku S_p je proveden pro dopravník s korýtkovým uspořádáním dle Obr. 34

$$S_p = S_1 + S_2 = 0,8 \cdot h \cdot B + \frac{1}{6} \cdot B^2 \cdot \text{tg} \psi_d = 0,8 \cdot 0,05 \cdot 0,25 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0,25^2 \cdot \tan 37 = 178 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (6)$$

kde

S_1 – Obsah dolní části náplně

S_2 – obsah vrchlíku náplně

B - šířka dopravního pásu

h - výška unašeče

Dopravovaná hmota je podávána na skloněnou část pásu, je tedy nutno opravit průřezový profil S_p pomocí korekčního koeficientu k na skutečný průřez náplně S_s .

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) = 1 - \frac{0,001}{178 \cdot 10^{-4}} \cdot (1 - 1,034) = 0,15 \quad (7)$$

Přičemž

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 \alpha - \cos^2 \psi_d}{1 - \cos^2 \psi_d} \right)^{0,5} = \left(\frac{\cos^2 60^\circ - \cos^2 37^\circ}{1 - \cos^2 37^\circ} \right)^{0,5} = 1,034 \quad (8)$$

kde

α - sklon dopravníku

$$S_s = k \cdot S_p = 0,15 \cdot 178 \cdot 10^{-4} = 267 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (9)$$

Porovnáním požadované a skutečné náplně dopravníku lze snadno zjistit, zda daný pás vyhovuje.

$$S_s \geq S_p = 267 \cdot 10^{-5} \geq 98 \cdot 10^{-5} \quad (10)$$

Vybraný pás vyhovuje.

6.1.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu

Obvodová síla na poháněcím bubnu F se určí jako součet síly potřebné k překonání pohybových odporů dopravníku (hlavní odpory dopravníku) F_1 , síly potřebné k překonání dopravní výšky F_2 a přídatných a vedlejších odporů dopravníku F_p .

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad (11)$$

Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(q + m_p) \cdot \cos \alpha \cdot f_d + (q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos \alpha] \quad (12)$$

$$F_1 = 0,0204 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot [(0,347 + 0,88) \cdot \cos 60^\circ \cdot 0,6 + (0,347 + 2 \cdot 0,88) \cdot \cos 60^\circ] = 61,57 \text{ N}$$

kde

L - osová vzdálenost dopravníku

g – gravitační zrychlení

m_p - měrná hmotnost dopravního pásu

$$m_p = m_{pb} \cdot B = 3,52 \cdot 0,25 = 0,88 \text{ kg/m} \quad (13)$$

q - měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q = \frac{Q[t/h]}{3600 \cdot v} = \frac{2}{3600 \cdot 1,6} = 0,347 \text{ kg/m} \quad (14)$$

α - maximální úhel sklonu dopravníku [°]

f_d - koeficient tření PVC – ocel: $f_d = -0,6$ dle [19]

w - měrný odpor dopravníku [-]

$$w = C \cdot f = 1,02 \cdot 0,02 = 0,0204 \quad (15)$$

Hodnota globálního součinitele tření f je zvolena dle Tab. 9

Globální součinitel tření f	Podmínky
0,018	příznivé provozní podmínky, přesně vyrobený dopravník, dobrá údržba
0,020	běžně vyrobené dopravníky, normální provoz a údržba
0,023 až 0,025	nepříznivé provozní podmínky, nepřesně vyrobený dopravník, nedostatečná údržba
0,012 až 0,016	nakloněné dopravníky

Tab. 9: Globální součinitele tření na dopravnících [19]

a součinitel vedlejšího odporu C se určí jako

$$C = \frac{L + L_0}{L} \geq 1,02 \quad (16)$$

kdy pro tento velmi krátký dopravník je možné zvolit hodnotu 1,02.

Síla potřebná k překonání dopravní výšky

$$F_2 = q \cdot H \cdot g = 0,347 \cdot 1,73 \cdot 9,81 = 5,89 \text{ N} \quad (17)$$

kde dopravní výška H se určí jako

$$H = \sin \alpha \cdot L = \sin 60 \cdot 2 = 1,73 \text{ m} \quad (18)$$

Přídavné a vedlejší odpory dopravníku

Přídavné vedlejší odpory dopravníku F_p jsou součtem odporu setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování F_{N1} , odporu tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování F_{N2} , odporem ohybu pásu na bubnech F_{N3} a odporem tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením F_{DV} .

$$F_P = F_{N1} + F_{N2} + F_{N3} + F_{DV} \quad (19)$$

Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) = 0,347 \cdot 1,6 \cdot (1,6 - 0) = 0,888 \text{ N} \quad (20)$$

kde

v_0 - složka rychlosti materiálu ve směru pásu. $v_0=0$

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_S \cdot \left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} = \frac{0,5 \cdot 0,347^2 \cdot 1,6^2 \cdot 9,81 \cdot 0,26}{442 \cdot \left(\frac{1,6+0}{2}\right)^2 \cdot 0,25^2} = 0,006 \text{ N} \quad (21)$$

kde

μ_B – součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením $0,5 < \mu_B < 0,7$

$\mu_B = 0,5$

L_N - Minimální urychlovací délka

$$L_N = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,5} = 0,26 \text{ m} \quad (22)$$

Odpor ohybu pásu na bubnech

Pro pásy s textilní vložkou platí

$$F_{N3} = 0,9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_v}{B}\right) \cdot \frac{h}{D} = 0,9 \cdot 0,25 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{0,500}{0,25}\right) \cdot \frac{0,0031}{0,075} = 358 N \quad (23)$$

kde

F_v - Průměrný tah na bubnu pásu (dle [2]): $500 N < F_v < 1500 N$. Z důvodů malého dopravníku $F_v = 500 N$

B - šířka pásu

D - průměr hnaného bubnu

h – síla pásu dle Tab. 7.

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

$$F_{DV} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot (L - L_N)}{\rho_S \cdot \left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} = \frac{0,5 \cdot 0,347^2 \cdot 1,6^2 \cdot 9,81 \cdot (2 - 0,26)}{442 \cdot \left(\frac{1,6+0}{2}\right)^2 \cdot 0,25^2} = 11,48 N \quad (24)$$

kde

b_1 - světlá šířka bočního vedení [m]. Pro svislé stěny bočního vedení $b_1 = B$

Přídavné a vedlejší odpory dopravníku budou zjištěny dosazením (20), (21), (23) a (24) do (19)

$$F_p = 0,888 + 0,006 + 358 + 11,48 = 370,4 N \quad (25)$$

Obvodová síla na poháněcím bubnu je následně zjištěna dosazením (12), (17), a (25) do (11)

$$F = 61,57 + 5,89 + 370,4 = 437,86 N \quad (26)$$

6.1.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta} = \frac{437,86 \cdot 1,6}{0,95} = 737 \text{ W} \quad (27)$$

kde

η – účinnost poháněcí stanice $0,85 < \eta < 0,95$. Vzhledem k pohonu dopravníku $\eta = 0,95$.

Dosavadní výpočty byly provedeny pro maximální úhel sklopení dopravníku (60°).

V Tab. 10 jsou uvedeny hodnoty pro minimální a střední úhel sklopení.

Úhel sklopení	30°	45°	60°
Skutečný průřez náplně pásu S_s [m^2]	$99,52 \cdot 10^{-5}$	$106,32 \cdot 10^{-5}$	$267 \cdot 10^{-5}$
Obvodová síla na poháněcím bubnu F [N]	476,12	446,35	437,86
Provozní výkon pohonu P [W]	801	751	737

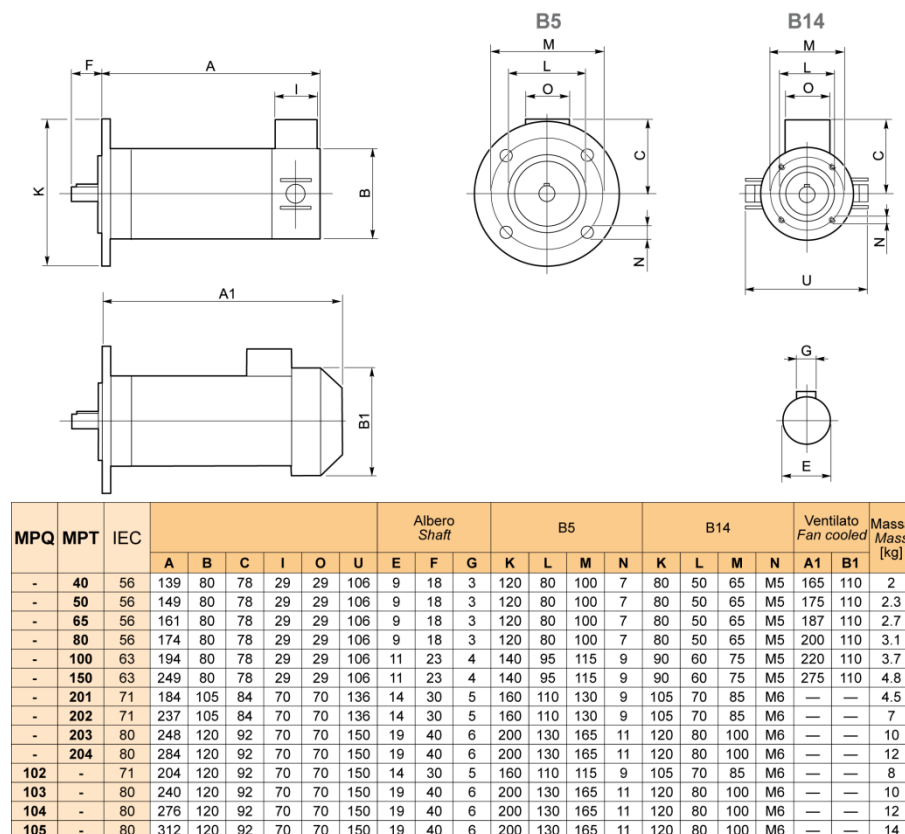
Tab. 10: Potřebný výkon motoru při různých sklonech dopravníku

Vzhledem k uvažovanému provozu bude dále uvažován motor o výkonu $P = 800\text{W}$.

Motor MPT 204 -2012-B14S. $P = 800\text{W}$, $n = 2000 \text{ 1/min}$. $U = 12\text{V}$. Napětí 12V je zvoleno vzhledem k možnosti připojení motoru o standardní zásuvky traktoru.



Obr. 35: DC motor série MPT [20]



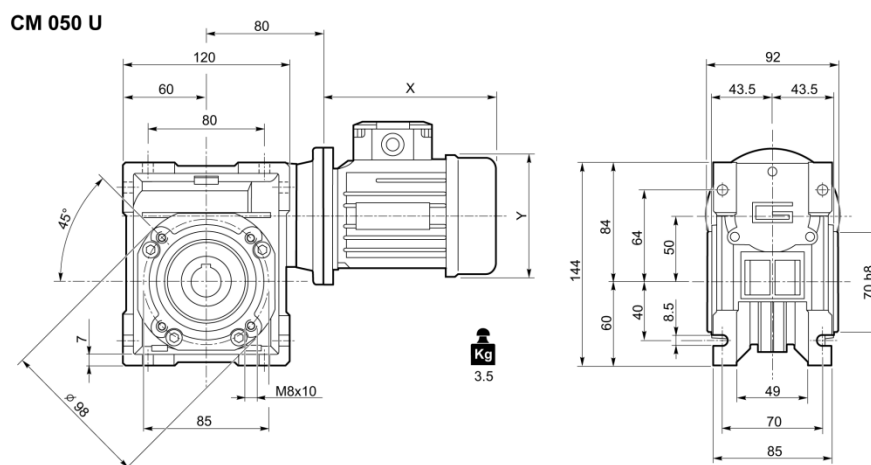
Obr. 36: Rozměrová tabulka vybraného motoru [20]

6.1.9 Otáčky poháněcí stanice

Otáčky hnacího bubnu se zjistí dle

$$n = \frac{60 \cdot v}{r \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1,6}{0,0375 \cdot 2 \cdot \pi} = 407 \text{ 1/min} \quad (28)$$

Mezi vybraný motor a poháněcí buben dopravníku je nutno vložit převodovku. Byla vybrána **převodovka CM050U-5-56-B14-DZ-B3-VS** s převodovým poměrem $i = 5$.



Obr. 37: Rozměry vybrané převodovky [21]

6.1.10 Reálné otáčky bubnu

Reálné otáčky bubnu jsou určeny dle

$$n = \frac{n_1}{i} = \frac{2000}{5} = 400 \text{ 1/min} \quad (29)$$

6.1.11 Síly v dopravním pásu

Obíhající síla v dopravním pásu se určí jako

$$F_0 = F_{max} \cdot \frac{1}{e^{\mu_s \cdot \alpha G - 1}} = 567,92 \cdot \frac{1}{e^{0,2 \cdot \pi - 1}} = 649,6 \text{ N} \quad (30)$$

kde

$$F_{max} = F \cdot k_s = 437,86 \cdot 1,3 = 567,92 \text{ N} \quad (31)$$

kde

k_s - bezpečnost pro pásové dopravníky volím $k_s=1,3$ dle [4]

μ_s - součinitel tření mezi tažným prvkem a pásem. Dle Tab. 11 $\mu_s=0,2$

αG - geometrický úhel opsání. Dle konstrukce dopravníku $\alpha G = \pi$

Povrch bubnu	Stav	Součinitel tření
Ocelový hladký	Suchý	0,3
	Vlhký	0,2
	Mokrý	0,1
Dřevěný	Mokrý	0,15
	Suchý	0,35
Pogumovaný	Mokrý	0,5
Drážkovaný	Suchý	0,7
keramický	Mokrý	0,6
	Suchý	0,7

Tab. 11: Součinitele tření mezi hnacím bubnem a dopravním pásem [22]

6.1.12 Velikost napínací síly

Při dopravě směrem od pohonu je velikost napínací síly F_z určena jako

$$F_z \geq 2 \cdot (F_0 + (m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \alpha)) = 2 \cdot (649,6 + (0,88 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot \sin 60)) = 1329 \text{ N} \quad (32)$$

kde

m_p – měrná hmotnost dopravního pásu

α - maximální sklon dopravníku

6.1.13 Skutečné tahy v dopravním pásu

Pro dopravu od pohonu platí pro odbíhající skutečnou sílu F_{os} a nabíhající skutečnou sílu F_{ns} vztahy

$$F_{os} = 0,5 \cdot F_z - (m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin\alpha) = 0,5 \cdot 1329 - (0,88 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot \sin 60) = 649 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_{ns} = 0,5 \cdot F_z + F - (m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin\alpha) = 0,5 \cdot 1329 + 437,86 - (0,85 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot \sin 60) = 1087,4 \text{ N} \quad (34)$$

6.1.14 Celková síla namáhající buben

$$F_c = F_{os} + F_{ns} = 649 + 1087,4 = 1736 \text{ N} \quad (35)$$

6.1.15 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

Měrný tlak mezi pásem a bubne je určen jako poměr celkové síly namáhající buben a činné plochy bubnu.

$$p = \frac{F_c}{D_1 \cdot B} \cdot 10^{-6} = \frac{1736}{0,075 \cdot 0,25} \cdot 10^{-6} = 0,093 \text{ Mpa} < p_{dov} \quad (36)$$

kde

p_{dov} je dovolený tlak mezi poháněcím bubnem a pásem. Dle [22] je hodnota $p_{dov} = 0,15 \text{ MPa}$

D_1 – vnější průměr poháněcího bubnu [m]

6.1.16 Kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_D \cdot B = 10\,000 \cdot 0,25 = 2500 \geq F_{ns} = 1087,4 \text{ N} \quad (37)$$

Dovolené napětí v pásu $\sigma_D = 10 \text{ N.mm} = 10000 \text{ N.m}$ je určeno dle [18].

6.2 Kontrolní výpočty

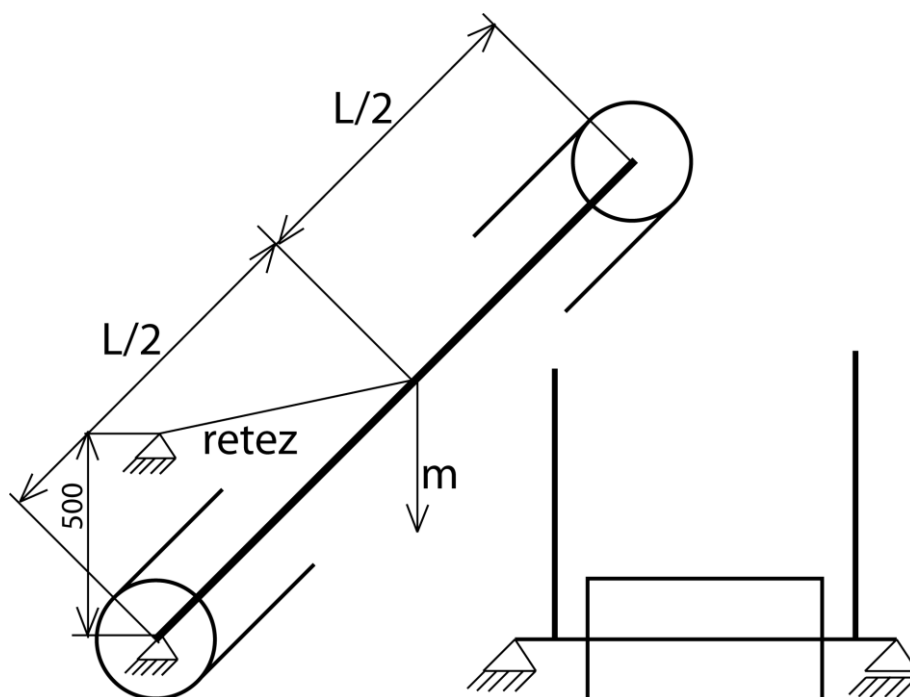
Pro pevnostní kontrolu byl vybrán hnací buben, na jehož hřídeli je největší zatížení. Dle tohoto výpočtu a následného dimenzování bude vyroben i hnaný buben. Dále budou zkontrolovány ložiska hnacího bubnu a provedena kontrola pera na otláčení. Ložiska hnaného bubnu budou použita shodná jako u hnacího bubnu.

6.2.1 Návrh a kontrola hřídele bubnu

Dopravník je nesen na hřídeli náhonového bubnu. V požadované poloze je zajištěn pomocí řetězu. Náhonová hřídel bubnu je tedy společná jak pro buben, tak pro nosnou konstrukci. Schématické naznačení dopravníku je uvedeno na Obr. 38. Jistící řetěz je natažen z těžiště dopravníku a připevněn ke konstrukci štěpkovače.

Hmotnost pohonu (elektromotor a převodovka) je uvažována jako působící v ose hnacího bubnu. Geometrický střed hmotnosti dopravníku je uvažován v polovině jeho délky. Výpočet je proveden pro obě krajní polohy ($\alpha = 30^\circ$ a 60°) pro zjištění nejméně příznivého stavu namáhání hřídele. Postup výpočtu je rozdělen do dvou kroků. Nejprve jsou spočítány síly působící na hřídel od vlastní tíhy dopravníku a následně jsou síly sklopeny do roviny dopravníku a je přidána síla působící od pásu.

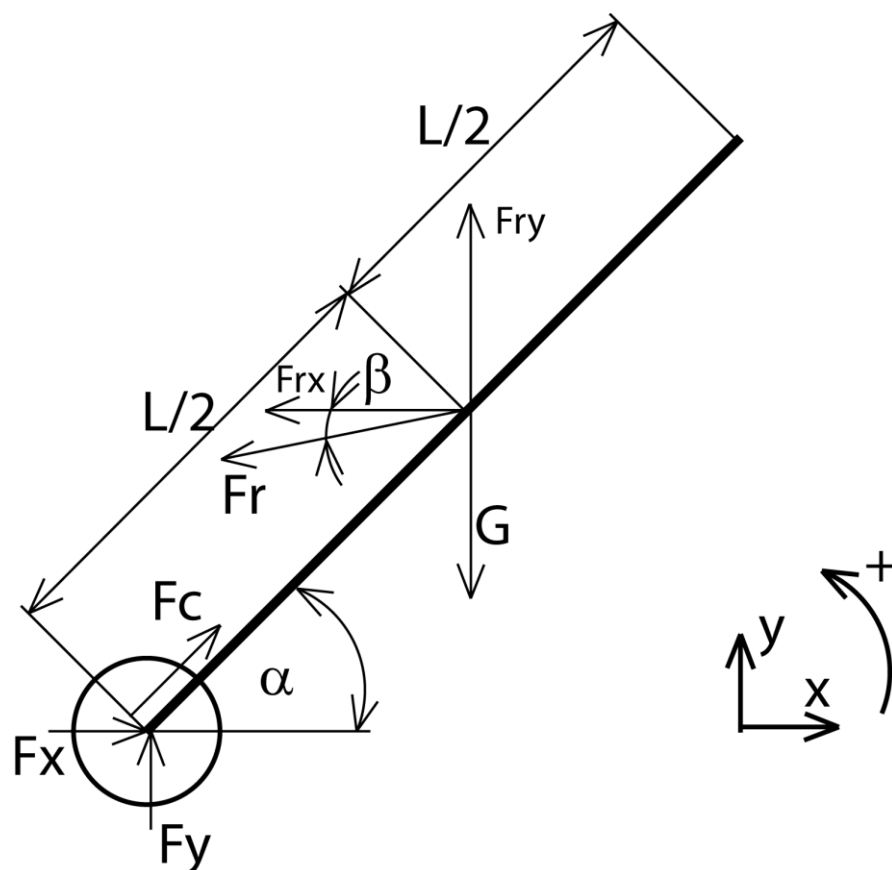
Bližší popis dopravníku je uveden v kap. 5.3 na str. 29.



Obr. 38: Schématické zobrazení dopravníku

Výpočet reakčních sil dopravníku

Rozložení sil a uvolnění dopravníku je zobrazeno na Obr. 39.



Obr. 39: Silové uvolnění dopravníku

Znamé vstupní hodnoty veličin jsou uvedeny v Tab. 12

Veličina	Značka	Hodnota	
Hmotnost dopravníku	m [kg]	70	70
Délka dopravníku	L [m]	2	2
Úhel sklonu dopravníku	α [°]	60	30
Úhel sklonu řetězu	β [°]	36	0
Celková síla v pásu namáhající buben	F_c [N]	1736	1736

Tab. 12: Vstupní hodnoty do návrhových výpočtů

Rozložení sil dle Obr. 39

$$X: F_x - F_{Rx} = 0 \quad (38)$$

$$Y: F_y + F_{Ry} - G = 0 \quad (39)$$

$$M: F_{Ry} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha + F_{Rx} \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin \alpha - G \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (40)$$

a dále

$$F_{Rx} = F_r \cdot \cos \beta \quad (41)$$

$$F_{Ry} = F_r \cdot \sin \beta \quad (42)$$

$$G = m \cdot g \quad (43)$$

Vyřešením soustavy rovnic (37) až (39) získáme

$$F_X = \frac{m \cdot g \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha + \tan \beta \cdot \sin \alpha} = \frac{70 \cdot 9,81 \cdot \cos 60}{\cos 60 + \tan 36 \cdot \sin 60} = 304 \text{ N} \quad (44)$$

$$F_Y = m \cdot g - F_X \cdot \tan \beta = 465 \text{ N} \quad (45)$$

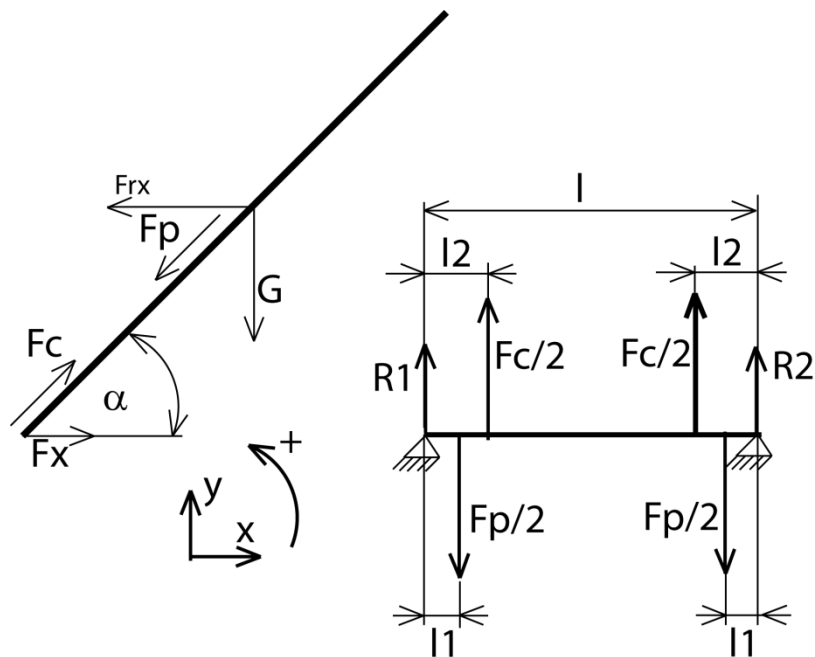
Dosazením hodnot z druhého sloupce zadávací tabulky je řešením rovnic (43) a (44)

$$F_x = F_y = 686,7 \text{ N}.$$

V dalším textu bude tedy uvažována tato hodnota ($F_x = F_y = 686,7 \text{ N}$) reakčních sil a úhel sklonu dopravníku $\alpha = 30^\circ$.

Sklopení sil do roviny dopravníku

Pro dimenzování hřídele je nutné sklopit vypočtení síly do roviny dopravníku, viz Obr. 40. Aby byla soustava v rovnováze, lze sílu F_p určit též sklopením složky F_{rx} do roviny dopravníku a této síle je roven i součet reakcí v podporách



Obr. 40: Schéma sklopení sil do roviny dopravníku a rozložení silového působení na hřídel hnacího bubnu

Pro výpočet reakcí platí

$$R_1 + R_2 - 2 \cdot \frac{F_p}{2} = 0 \quad (46)$$

$$F_p \cdot \cos \alpha = F_x \quad (47)$$

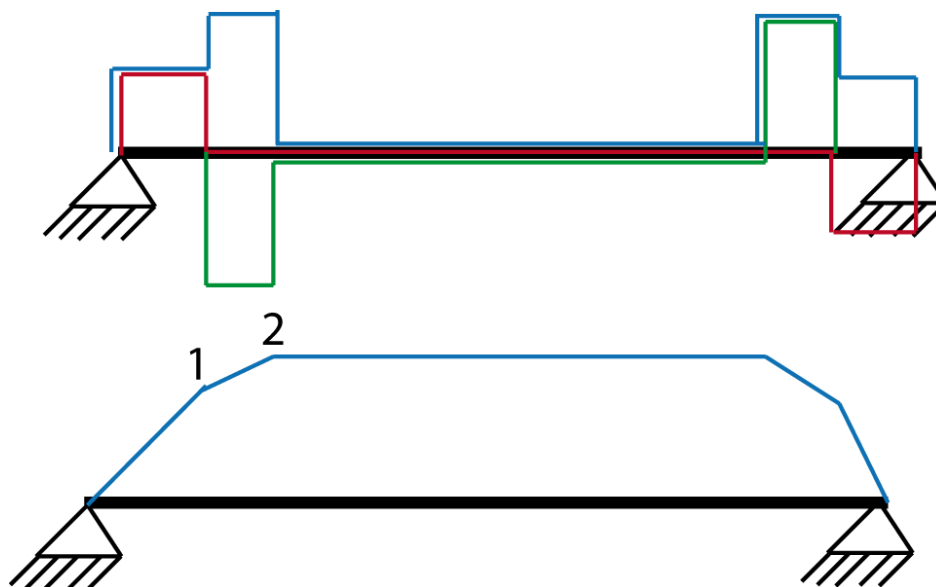
řešením těchto rovnic je

$$F_p = \frac{F_x}{\cos \alpha} = \frac{686,7}{\cos 30} = 793N \quad (48)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{F_p}{2} = \frac{792,9}{2} = 396,5N \quad (49)$$

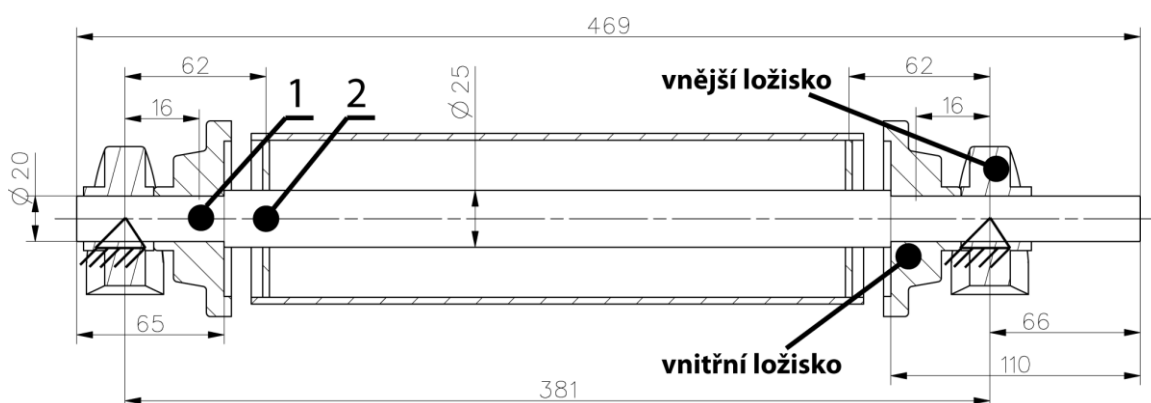
Síla F_c působí interním silovým účinkem na hřídel a do výpočtu reakcí v podporách není proto zahrnuta.

Grafické zobrazení posouvajících sil je naznačeno na Obr. 41. Červeně je zobrazen účinek vnějších posouvajících sil (F_p), zeleně je zobrazen účinek vnitřních posouvajících sil (F_c) a modře je zobrazen jejich součet. Průběh momentu je zobrazen v dolní části obrázku.



Obr. 41: Zobrazení posouvajících sil na hřídeli a průběh momentu

Maximální ohybový moment hřídele je v místě přivaření čela válce na hřídel. Pevnostní kontrola hřídele bude provedena v bodě č. 1 a 2. Rozměry hřídele jsou zobrazeny na Obr. 42.



Obr. 42: Rozměry hnací hřídele v mm

Ohybové momenty

$$M_{o1} = R_1 \cdot 0,016 = 396,5 \cdot 0,016 = 6,344 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{o2} = R_1 \cdot 0,016 + \frac{F_c}{2} \cdot 0,046 = 396,5 \cdot 0,016 + \frac{1736}{2} \cdot 0,046 = 46,272 \text{ Nm} \quad (51)$$

Návrh hřídele

Hřídel poháněcího bubnu je namáhána na krut a na ohyb. Předběžný návrh hřídele je proveden pro namáhání na krut.

$$M_k = \frac{P}{\omega} = 9550 \cdot \frac{P[kW]}{n[1/min]} = \frac{1}{400} = 23,5 Nm$$

a pro průměr hřídele platí

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 23,5}{\pi \cdot 25 \cdot 10^6}} = 16,9 \text{ mm}$$

kde

τ_D – dovolené napětí v krutu pro hřídele. $\tau_D = 25 MPa$

Hřídel byla zvolena $D_1 = 20 \text{ mm}$ (pod ložiska) a $D_2 = 25 \text{ mm}$ (pod buben).

Pevnostní kontrola hřídele

Napětí v krutu pro průřez č.1

$$\tau_1 = \frac{M_K}{W_{K1}} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{23,5}{\frac{\pi \cdot 0,02^3}{16}} = 14,96 MPa \quad (52)$$

Napětí v krutu pro průřez č.2

$$\tau_1 = \frac{M_K}{W_{K2}} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{23,5}{\frac{\pi \cdot 0,025^3}{16}} = 7,7 MPa \quad (53)$$

Pro ohybové napětí v bodech kontroly platí

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{6,344}{\frac{\pi \cdot 0,02^3}{32}} = 8,1 MPa \quad (54)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{M_{o2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{46,272}{\frac{\pi \cdot 0,025^3}{32}} = 43,2 MPa \quad (55)$$

Pevnostní podmínka pro ledované body na hřídeli

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \quad (56)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (57)$$

σ_{red} je v rovnici (55) zjištěna dle teorie τ_{MAX} , viz (56)

Redukované napětí pro body kontroly

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 4 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{8,1^2 + 4 \cdot 14,96^2} = 31 MPa$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 4 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{43,2^2 + 4 \cdot 7,7^2} = 46 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí τ_D pro míjivé zatížení hřídele dle [19] je $\tau_D = 100 \text{ MPa}$. Hřídel v obou místech kontroly podmínce vyhovuje.

Návrh a kontrola pera na otlačení

Dle průměru hřídele je uvažováno pero 6x6 ($b = 6 \text{ mm}$; $h = 6 \text{ mm}$)

Tečná síla na hřídeli je dána vztahem

$$T = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 23,5}{0,02} = 2350 \text{ N} \quad (58)$$

Délka pera je poté z hlediska otlačení určena dle

$$p = \frac{T}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq p_D \quad l = \frac{T}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{2350}{\frac{6}{2} \cdot 100} = 7,8 \text{ mm}$$

kde

h – výška pera

p_D – dovolený tlak pera. $p_D = 100 \text{ MPa}$

l – délka pera

Volím pero nejmenší možné délky $l = 16 \text{ mm}$. Pero 6e7x6x16 ČSN 02 2562.

Kontrola vnitřních ložisek hnacího bubnu

Umístění vnitřního a vnějšího ložiska je zobrazeno na Obr. 42.

Ložisko je zatěžováno pouze radiální silou

$$F = \frac{F_p}{2} + \frac{F_C}{2} = \frac{793}{2} + \frac{1736}{2} = 1264,5 \text{ N} \quad (59)$$

Návrh ložise probíhá výpočtem z kontrolních vzorců

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \Rightarrow C = \sqrt[3]{L_{10}} \cdot F = \sqrt[3]{367,2} \cdot 1264,5 = 9\,060 \text{ N} \quad (60)$$

$$L_{10} = \frac{L_h \cdot f \cdot 3600}{10^6} = \frac{15000 \cdot 6,8 \cdot 3600}{10^6} = 367,2 \text{ mil. ot.} \quad (61)$$

kde

L_h – Životnost ložiska. $L_h = 15\,000 \text{ hod.}$

f – frekvence otáčení ložiska. $f = 6,8 \text{ 1/s}$

C – dynamická únosnost ložiska

Pro průměr hřídele $D = 20$ mm byla zvolena naklápěcí kuličková ložiska SKF YAR 204F v domkovém tělese FYJ 504 Obr. 43. Celá ložisková jednotka má značení FYJ 20 TF.

Hlavní rozměry					Základní nostnost		Označení	Bydlení	Ložiska
d	1.	J	L	T	dynamický C	statický C ₀	Ložisková jednotka		
mm					kN		-		
20	25,5	64	86	33,3	12,7	6,55	FYJ 20 TF	FYJ 504	YAR 204-2F

Obr. 43: Ložisková jednotka FYJ 20TF: ložisko SKF YAR 204F v domku FYJ 504
Kontrola ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^3 = \left(\frac{12700}{1264,5}\right)^3 = 1012 \text{ mil. ot} \quad (62)$$

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{f \cdot 3600} = \frac{1012 \cdot 10^6}{6,8 \cdot 3600} = 41\,339 \text{ hod} \quad (63)$$

Zvolené ložisko vyhovuje.

Kontrola vnějších ložisek hnacího bubnu

Jako u ložisek vnitřního bubnu je umístění ložisek vnějšího bubnu zobrazeno na Obr. 42. Ložisko je zatěžováno silou $R_1 = 396,5$ N. Byla zvolena ložiska SKF YAR 204F v ložiskovém tělese FYJ 504 Obr. 44.

Principal dimensions					Basic load ratings		Designations	Housing	Bearing
d	A	H	H ₁	L	dynamic C	static C ₀			
mm					kN		-		
20	34	65	33,3	127	12,7	6,55	SYJ 20 TF	SYJ 504	YAR 204-2F

Grub screw	M 6x0,75
Recommended tightening torque [Nm]	4
Hexagonal key size [mm]	3

Obr. 44: Ložisková jednotka SYJ 20TF: ložisko SKF YAR 204F v domku SYJ 504

Kontrola ložiska není v tomto případě nutná, neboť se jedná o shodné ložisko jako v předchozím případě, ale zatížené menší silou. Ložisko tedy kontrole vyhoví.

7 Pracovní podmínky a údržba

7.1.1 Pracovní podmínky

Zařízení lze provozovat jak připojené ke štěpkovači, tak i jako samostatný dopravník, při dodržení základních bezpečnostních podmínek. Provozní prostředí dopravníku je především a venkovní prostředí. Zařízení lze provozovat za všech klimatických podmínek, nesmí však být vystaveno přímému dešti.

Rozsah provozních teplot dopravníku je $-10^{\circ}\text{C} \div +30^{\circ}\text{C}$.

Nastavení pracovního úhlu je uživatelské, v rozmezí $30^{\circ} - 60^{\circ}$.

Zařízení lze přepravovat pouze vypnuté a ve svislé poloze (90°).

7.1.2 Doporučená údržba

Údržba zařízení je provedena vždy před sezonou, minimálně však jednou ročně. Je kontrolováno správné napnutí dopravního pásu a stav oleje v převodovce.

Mazání zařízení je prováděno před prvním spuštěním zařízení a dále vždy před počátkem sezony a v její polovině. Mazání je provedeno v mazacích modech. Dopravník disponuje šesti mazacími body - každá ložisková jednotka jeden. K mazání je použit standardní mazací tuk.

8 Závěr

Bakalářská práce se zabývá návrhem dopravníku dřevní štěpky ke štěpkovači. V první části práce je uveden souhrn dělení dopravníků a detailní popis jednotlivých částí dopravníku s uvedenými příklady.

Na úvodní kapitole navazuje kapitola zabývající se popisem dopravy dřevní štěpky od štěpkovačů tovární výroby. Byly popsány základní principy dopravy štěpky dle velikosti a produktivity štěpkovačů.

Po vyspecifikování požadavků kladených na daný dopravník byla sestavena morfologická matice zahrnující možné kombinace komponent dopravníku. Z matice byly vybrány tři možné řešení a po jejich zhodnocení bylo vybráno řešení k dalšímu rozpracování. Byl vytvořen 3D CAD model dopravníku s detailním vymodelováním použitých komponent a sestavením základní výkresové dokumentace.

Předposlední kapitola shrnuje návrhové a kontrolní výpočty, které byly použity při návrhu dopravníku. Velkou část kapitoly zabírá vlastní návrh pásu a výpočty hodnot nutných k výběru hlavní pohonné jednotky. Jednotka byla na základ těchto výpočtů vybrána. Jedná se o kombinaci DC elektromotoru s vloženou převodovkou. Dále jsou v kapitole uvedeny návrhové a kontrolní výpočty nejvíce exponovaných částí dopravníku – hřídele poháněcího bubnu, pera přenášející krouticí moment od převodovky a ložisek dopravníku.

V poslední kapitole jsou shrnuty provozní podmínky dopravníku a doporučena jeho údržba.

Přílohou této bakalářské práce je výkres sestavy s přiloženým kusovníkem navrženého dopravníku.

Lze konstatovat, že cíle bakalářské práce byly splněny.

9 Použitá literatura

- [1] J. Kašpárek a B. Mlynář, Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia, Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 2002.
- [2] J. Polák, J. Pavliska a A. Slíva, Dopravní a manipulační zařízení, 1. vydání editor, Ostrava: VŠB-TU, 2001.
- [3] J. Gajdůšek a M. Škopán, Teorie dopravních a manipulačních zařízení, 1. editor, Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988.
- [4] STZ-Servis a.s., „Dopravní pásy pryžotextilní,“ STZ-Servis a.s., 2012. [Online]. Available: <http://www.stzservis.cz/dopravni-pasy-pvc-pu.aspx>. [Přístup získán 02 02 2013].
- [5] Murtfeldt Plasty s.r.o., „Dopravní pásy CHEMFAB,“ Murtfeldt Plasty s.r.o., 2012. [Online]. Available: <http://www.chemfab.cz/dopravni-pasy.html>. [Přístup získán 15 01 2013].
- [6] AMG - Karel Pícha, s.r.o., „Zvláštní typy pásů,“ AMG - Karel Pícha, s.r.o., 2012. [Online]. Available: <http://www.amgpicha.cz/dopravni-pasy/zvlastni-typy-pasu/>. [Přístup získán 15 01 2013].
- [7] Zeta s.r.o., „Dopravní pásy,“ 2012. [Online]. Available: <http://www.zeta-zr.cz/dopravni-pasy-str-102-1-102-2.html>. [Přístup získán 17 12 2012].
- [8] TRANSROLL – CZ, a.s., „Válečky,“ 2012. [Online]. Available: <http://www.transroll.cz/>. [Přístup získán 16 12 2012].
- [9] L. Pekárek, „Konstrukční řešení pásového dopravníku,“ 05 06 2009. [Online]. Available: <http://www.sps-vitkovice.cz>. [Přístup získán 5 12 2012].
- [10] Aggregates and Mining Today Division of Lee Publications , „Van der Graaf Drum Motor,“ 08 2009. [Online]. Available: <http://aggregatesandminingtoday.com/van-der-graaf-drum-motor,2009-8,674,0,84,featured-product.aspx> . [Přístup získán 05 01 2013].

- [11] J. Ješuta, Pásový dopravník pro křemenný písek, bakalářská práce, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012.
- [12] Doppstadt GmbH, „DH 910,“ Doppstadt GmbH, 2012. [Online]. Available: <http://www.doppstadt.com/en/products/mobile-recycling/precision-chippers-dh/dh-910/>. [Přístup získán 12 02 2013].
- [13] AGROSERVIS, „Dělič dřevního odpadu BOBR 75,“ Pavel Šálek – AGROSERVIS, 2012. [Online]. Available: <http://www.agroservis.cz/pracovni-naradi/les/delic-drevniho-odpadu-bobr-75-transport>. [Přístup získán 01 02 2013].
- [14] TESORT, spol. s r.o., „Unášeč pevný – typ F,“ TESORT, spol. s r.o., [Online]. Available: http://www.tesort.cz/unasece_a_stiraci_listy_pro_retezove_dopravniky.html. [Přístup získán 05 02 2013].
- [15] AGRICO s.r.o. , „Redler příjmový,“ AGRICO s.r.o. , 202. [Online]. Available: <http://www.agrico.cz/redler-prijmovy-2-52.html>. [Přístup získán 15 01 2013].
- [16] K. Trnobranský, „Ekonomie dopravy dřevní hmoty,“ 28 5 2003. [Online]. Available: <http://www.tzb-info.cz/1498-ekonomie-dopravy-drevni-hmoty>.
- [17] J. Němec, Technická příručka lesnická, Praha: SZN, 1959.
- [18] Gumex s.r.o., „Dopravníkové pásy,“ Gumex s.r.o., 2013. [Online]. Available: <http://www.gumex.cz/pvc-pas-2r7-8rf80-f22-11-15023.html>. [Přístup získán 02 05 2013].
- [19] J. Leinveber, J. Řasa a P. Vávra, STROJNICKÉ TABULKY, vydání 3. editor, Praha: Scientia, 1999, p. 985.
- [20] „Zakázkové stejnosměrné motory MPT, MPQ, MPVE,“ 2012. [Online]. Available: Zakázkové stejnosměrné motory MPT, MPQ, MPVE. [Přístup získán 6 5 2013].
- [21] „Šnekové převodovky TRANSTECNO,“ 2012. [Online]. Available: <http://raveo.cz/snekove-prevodovky-CM>. [Přístup získán 5 5 2013].
- [22] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil.*, Praha, 1994.

- [23] FLAME Recycling Technologies s.r.o., „CBI Magnum Force 8400,“ FLAME Recycling Technologies s.r.o., [Online]. Available: <http://www.fret.cz/cbi-magnum-force-8400/>. [Přístup získán 10 02 2013].

10 Seznam příloh

Příloha A Výkresová dokumentace

Příloha B CD s textem bakalářské práce a výkresovou dokumentací